

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS DE MINAS

PROYECTO FIN DE CARRERA

DEPARTAMENTO DE SISTEMAS ENERGÉTICOS

ESTUDIO TÉCNICO-ECONÓMICO DE UNA CENTRAL
HÍBRIDA SOLAR-CICLO COMBINADO (ISCC)

TITULACIÓN: INGENIERO DE MINAS

PLAN: 1996

Autorizo la presentación del proyecto

***Estudio técnico-económico de una central híbrida solar-ciclo combinado
(ISCC)***

Realizado por

Lucía Hidalgo Cebrián

Dirigido por:

Elvira García García

y

María Piedad Martínez Gonzalo

Gas Natural Fenosa Engineering

Firmado: **Prof. Elvira García García**

Fecha: **Julio 2012**

AGRADECIMIENTOS

Quiero dar muchas gracias a Dios por la familia que tengo, de la que nunca me ha faltado apoyo.

También quiero darle gracias a Alex, que durante todos estos años siempre ha estado ahí animándome y sacando lo mejor de misma.

Estoy muy agradecida con la Escuela de Minas de Madrid, con los profesores, en particular con mi tutora, Elvira, y en especial con mis compañeros, ahora mis amigos, que siempre me han ayudado y de los que he aprendido muchas cosas.

Por último, quisiera darle las gracias a todos mis compañeros de gas Natural Fenosa Engineering, por el interés que han mostrado siempre con mi proyecto pero también por la amabilidad que desde el primer momento han tenido conmigo. A Piedad, por todas las cosas que he aprendido de ella, a Inés, por su preocupación constante y su alegría y al resto de compañeros sin los cuales no hubiera podido hacer este proyecto.

ÍNDICE

RESUMEN	VI
ABSTRACT	VI

DOCUMENTO 1: MEMORIA

1	OBJETIVO Y ALCANCE.....	2
2	ANTECEDENTES.....	3
2.1	Sistemas de concentración de la energía solar	3
2.2	Marco legislativo en Argelia para la producción eléctrica.....	5
2.3	Justificación de la ubicación	6
3	DESCRIPCION DE LA PLANTA ISCC	13
3.1	Principio de funcionamiento	13
3.2	El ciclo combinado.....	16
3.3	El campo solar.....	20
4	DIMENSIONAMIENTO DE LA PLANTA ISCC	27
4.1	Consideraciones previas.....	27
4.2	Dimensionamiento del ciclo combinado.....	28
4.3	Dimensionamiento del campo solar	31
4.4	Alternativa: ISCC con almacenamiento.....	50
4.5	Resultados de la planta ISCC.....	56
5	BALANCE ANUAL.....	59
5.1	Criterios.....	59
5.2	Balance anual del campo solar	60
5.3	Modos de operación de la planta ISCC.....	63
6	RESULTADOS Y CONCLUSIONES	67
6.1	Resultados del balance anual	67
6.2	Conclusiones	69
7	BIBLIOGRAFIA	71
7.1	Bibliografía general.....	71

DOCUMENTO 2: ESTUDIO ECONÓMICO

1 INVERSIONES.....	73
2 GASTOS	74
3 INGRESOS	75
4 CÁLCULO DE LA RENTABILIDAD	76

DOCUMENTO 3: ANEXOS

ANEXO A: RESULTADOS GT-PRO	79
ANEXO B: BALANCES MENSUALES Y ANUALES	
ANEXO C: ESTUDIO ECONÓMICO	

DOCUMENTO 4: PLANOS

PLANO 1: PLANO DE SITUACIÓN	
PLANO 2: IMPLANTACIÓN GENERAL	
PLANO 3: DIAGRAMA GENERAL DE PROCESO. BALANCE TÉRMICO DE LA PLANTA ISCC	
PLANO 3: DIAGRAMA GENERAL DE PROCESO. BALANCE TÉRMICO DE LA PLANTA ISCC CON ALMACENAMIENTO	

ÍNDICE DE FIGURAS

DOCUMENTO 1: MEMORIA

Figura 2.1 Tecnologías CCP y de torre respectivamente.....	4
Figura 2.2 Tecnologías de discos parabólicos y Fresnel respectivamente	5
Figura 2.3 Localización de la planta.....	6
Figura 2.4 Datos mensuales de radiación normal directa	7
Figura 2.5 Curvas de DNI en un día típico de verano y de invierno	8
Figura 2.6 Curva de acumulación de la radiación normal directa	8
Figura 2.7 Distribución de la temperatura ambiente.....	9
Figura 2.8 Distribución de la humedad relativa.....	10
Figura 2.9 Recorrido del gaseoducto de Maghreb-Europa	11
Figura 2.10 Red de transmisión eléctrica de Argelia.....	12
Figura 3.1 Diagrama general de funcionamiento de una planta ISCC con tecnología solar CCP	14
Figura 3.2 Esquema simplificado de un ciclo combinado	16
Figura 3.3 Ciclo de Brayton.....	17
Figura 3.4 Esquema de una caldera de recuperación de calor	18
Figura 3.5 Esquema ley-out del campo solar.....	20
Figura 3.6 Esquema de un CCP	21
Figura 3.7 Partes principales de un tubo absorbedor	22
Figura 3.8 Esquema sistema de seguimiento del sol de un CCP	23
Figura 3.9 Tuberías de distribución de aceite térmico.....	24
Figura 4.1 Características de la turbina de gas en las condiciones de diseño.....	29
Figura 4.2 Simulación de la integración del vapor solar en el ciclo combinado	30
Figura 4.3 Therminol VP-1. Entalpía vs. Temperatura	32
Figura 4.4 Therminol VP-1. Densidad vs. Temperatura.....	32

Figura 4.5 Ángulo de incidencia en un CCP	34
Figura 4.6 Ángulo de incidencia en un día de verano y de invierno	35
Figura 4.7 Factor de pérdidas por sombras.....	35
Figura 4.8 Esquema de temperaturas del GDV	41
Figura 4.9 Operación del generador de vapor solar.....	42
Figura 4.10 Energía absorbida en el punto de diseño	44
Figura 4.11 Energía absorbida en un día de invierno	44
Figura 4.12 Energía excedente en el campo solar el 21 de junio.....	52
Figura 4.13 Variación de la densidad de las sales fundidas con la temperatura.....	54
Figura 4.14 Simulación en el GT-PRO del ciclo combinado en las condiciones de diseño	58
Figura 5.1 Balance térmico anual del campo solar	61
Figura 5.2 Energía útil: comparación alternativas de campo solar.....	61
Figura 5.3 Producción de vapor con y sin almacenamiento	62
Figura 5.4 Dumping en el campo solar: comparación de alternativas.....	62
Figura 5.5 Operación del campo solar sin almacenamiento el 21 de junio	63
Figura 5.6 Operación del campo solar con almacenamiento el 21 de Junio.....	64
Figura 5.7 Operación del campo solar con y sin almacenamiento el 21 de diciembre...	65
Figura 5.8 Producción eléctrica de la planta ISCC sin almacenamiento el 21 de junio .	65
Figura 5.9 Producción eléctrica de la planta ISCC con almacenamiento el 21 de junio	66
Figura 5.10 Producción eléctrica de la planta ISCC con y sin almacenamiento el 21 de diciembre	66
Figura 6.1 Producción anual de electricidad. Planta ISCC.....	68
Figura 6.2 Producción anual de electricidad. Planta ISCC con almacenamiento.....	68

ÍNDICE DE TABLAS

DOCUMENTO 1: MEMORIA

Tabla 2.1 Primas en Argelia sobre el precio eléctrico de mercado por kWh	6
Tabla 2.2 Valores medios mensuales de velocidad del viento	10
Tabla 2.3 Características del gas natural de Hassi R'mel	11
Tabla 3.1 Configuración de la planta ISCC	15
Tabla 3.2 GVS: datos del fabricante	26
Tabla 4.1 Condiciones puntos de diseño ciclo combinado	27
Tabla 4.2 Características del colector ET-150	33
Tabla 4.3 Coeficientes de pérdidas térmicas	38
Tabla 4.4 Datos de partida para el balance energético en el GDV	39
Tabla 4.5 Condiciones de diseño del GVS	41
Tabla 4.6 Potencia térmica del GVS y del campo solar en el punto de diseño	42
Tabla 4.7 Condiciones del aceite térmico en el punto de diseño	45
Tabla 4.8 Parámetros de diseño del campo solar	49
Tabla 4.9 Condiciones de trabajo del intercambiador aceite-sales	54
Tabla 4.10 Características del sistema de almacenamiento térmico	55
Tabla 4.11 Resumen de las características de la planta en las condiciones de diseño....	56
Tabla 6.1 Balance anual de electricidad en GWh/año	67
Tabla 6.2 Balance anual de combustible	69
Tabla 6.3 Balance anual de calor en GWh/año	69

DOCUMENTO 2: ESTUDIO ECONÓMICO

Tabla 1.1 Presupuesto de inversión en MEUR	73
Tabla 2.1 Costes de operación y mantenimiento en MEUR/año	74
Tabla 3.1 Ingresos anuales en MEUR	75
Tabla 4.1 VAN y TIR de las distintas alternativas	77

RESUMEN

El objetivo de este proyecto es estudiar la viabilidad de una central híbrida solar-ciclo combinado (ISCC) en Argelia. La planta consiste en un ciclo combinado basado en dos turbinas de gas de 42 MW cada una y una turbina de vapor de 60 MW de los cuales 20 MW se deben al campo solar, siendo la potencia eléctrica de la planta 144 MW. El campo solar se ha dimensionado para obtener una contribución solar del 5% sobre la producción eléctrica anual de la instalación. La tecnología solar utilizada es la de colectores cilindro parabólicos. La integración del vapor solar en el ciclo combinado se ha considerado como vapor de alta presión ligeramente sobrecalentado. El agua de alimentación al generador de vapor solar es agua precalentada en el ciclo combinado. Para proceder al diseño de la planta se ha utilizado la herramienta GT-PRO. Se ha analizado la alternativa de incluir un sistema de almacenamiento térmico de 7,5 horas con el objetivo de mejorar el aprovechamiento de la energía del campo solar y reducir así el dumping. Finalmente, para ambas alternativas de planta se ha estimado el balance anual de energía a fin de estudiar cuál de ellas conlleva una mayor rentabilidad económica.

ABSTRACT

The aim of this project is to study the feasibility of an Integrated Solar Combined Cycle (ISCC) in Algeria. The plant consists of a combined cycle based on two gas turbines of 42 MW each and one steam turbine of 60 MW of which 20MW are due to the solar field, being power plant output 144 MW. The solar field has been design to obtain a solar contribution of 5 % of the annual electricity production of the plant. Solar technology is parabolic trough collectors. The integration of solar steam into the combined cycle has been considered as high pressure steam slightly superheated. Water supply to the solar steam generator is previously preheated in the combined cycle. The plant has been designed with the computer tool GT-PRO. It has been studied the option of including 7,5 hours of thermal energy storage for the propose of improve energy efficiency in the solar field and thus, dumping reduction. Finally, for both plant alternatives annual energy balance of the plant has been estimated in order to analyze which of them leads to greater profitability.

**ESTUDIO TÉCNICO-ECONÓMICO DE UNA CENTRAL
HÍBRIDA SOLAR - CICLO COMBINADO (ISCC)**

DOCUMENTO1: MEMORIA

1 OBJETIVO Y ALCANCE

El objetivo de este proyecto es estudiar la viabilidad de una instalación híbrida solar-ciclo combinado (ISCC, Integrated Solar Combined Cycle) para la generación de 144 MW de energía eléctrica en la provincia de Naama, Argelia.

Para el emplazamiento de la central se tendrán en cuenta la radiación solar directa (DNI), ya que ésta es la única que puede ser aprovechada por los sistemas de concentración de la energía solar, las necesidades de gas como combustible para la turbina de gas, y la proximidad de una subestación eléctrica para poder verter a la red la energía generada.

La central de ciclo combinado consistirá en dos turbinas de gas, con sus correspondientes calderas de recuperación y una turbina de vapor. Debido a la escasez de agua, la refrigeración del ciclo combinado será con aerocondensadores. Para el dimensionamiento del ciclo combinado se utilizar la herramienta GT-PRO.

El vapor generado en el campo solar será incorporado al ciclo agua-vapor del ciclo combinado como vapor de alta presión ligeramente sobrecalentado con el fin de mejorar el rendimiento del ciclo de Rankine.

El dimensionamiento del campo solar, número de colectores necesarios, se calculará de tal modo que la producción eléctrica anual debida al vapor solar sea, como mínimo, de un 5% sobre la producción total de la planta ISCC. Éste es el ratio mínimo de producción de energía solar a partir del cual se obtiene una prima sobre el precio venta de la energía de origen solar según la ley argelina.

Se estudiarán la alternativa de incluir un sistema de almacenamiento térmico con sales fundidas. Lo que se persigue con ello es analizar como varía el aprovechamiento de la energía solar, y qué alternativa de diseño proporciona un mayor rendimiento de la instalación ISCC.

Se calculará el balance energético anual, hora a hora, de ambas alternativas de campo solar y del ciclo combinado, y se analizarán dos casos extremos de operación de la central ISCC: un día de verano y un día de invierno.

Finalmente se estudiará cuál de las dos alternativas de campo solar supone una mayor rentabilidad económica del conjunto de la planta ISCC.

2 ANTECEDENTES

2.1 Sistemas de concentración de la energía solar

Las centrales solares termoeléctricas son plantas de concentración de la energía solar (CSP, de las siglas en inglés Concentrating Solar Power) que generan electricidad transformando la componente directa de la radiación solar en energía térmica a alta temperatura mediante el uso de concentradores basados en espejos o lentes.

Estas tecnologías de aprovechamiento energético de la radiación solar para la producción eléctrica presentan las siguientes ventajas:

- Son capaces de generar electricidad en las horas de mayor consumo.
- Son susceptibles de ser hibridadas con otras fuentes de energía, renovables o fósiles.
- La energía térmica puede ser almacenada para su posterior utilización.
- Alcanzan temperaturas más elevadas y, por tanto, mayores rendimientos termodinámicos.
- Evitan emisiones de gases invernadero.
- Disminuyen la dependencia de los combustibles fósiles en el sistema eléctrico.

Los sistemas CSP vienen definidos por los dispositivos de concentración que emplean. Estos dispositivos redireccionan la componente directa de la radiación solar que llega a la superficie de captación y la concentran sobre el receptor-absorbedor provocando el aumento de temperatura de un fluido térmico que circula por su interior. De esta forma, la energía radiante se transforma en energía térmica que, finalmente, se convierte en energía eléctrica. Existen varios sistemas destinados a la captación y concentración de la energía solar, el estado del arte de las tecnologías CSP se describe a continuación.

2.1.1 Concentrador Cilindro Parabólico (CCP)

Es la tecnología de concentración solar más extendida y de riesgo tecnológico más bajo, y por ello, es la que se ha seleccionado para el campo solar de la instalación. En España hay varias plantas en operación comercial como son ANDASOL I y II (Almería). Las temperaturas que se pueden alcanzar llegan hasta los 390°C. Consiste en un espejo cilindro parabólico que refleja la radiación normal directa concentrándola sobre la línea focal de la parábola donde se sitúa el tubo receptor-absorbedor por el que circula, generalmente, aceite térmico. La imagen de la izquierda de la figura 2.1 ilustra un esquema de funcionamiento de un CCP.

2.1.2 Receptor central o de torre

Esta tecnología es capaz de alcanzar temperaturas más elevadas que en el caso de la tecnología CCP, hasta 565°C , y con ello, mayores rendimientos. Actualmente hay en España varias plantas en operación, la más reciente es Gema Solar (Sevilla) que utiliza sales fundidas como fluido caloportador y como medio de almacenamiento. En este caso, como se aprecia en la figura 2.1, el sistema concentrador está formado por un conjunto de espejos móviles (heliostatos) que captan y concentran la radiación solar sobre un punto donde se sitúa el absorbedor y que está ubicado en la parte alta de una torre.

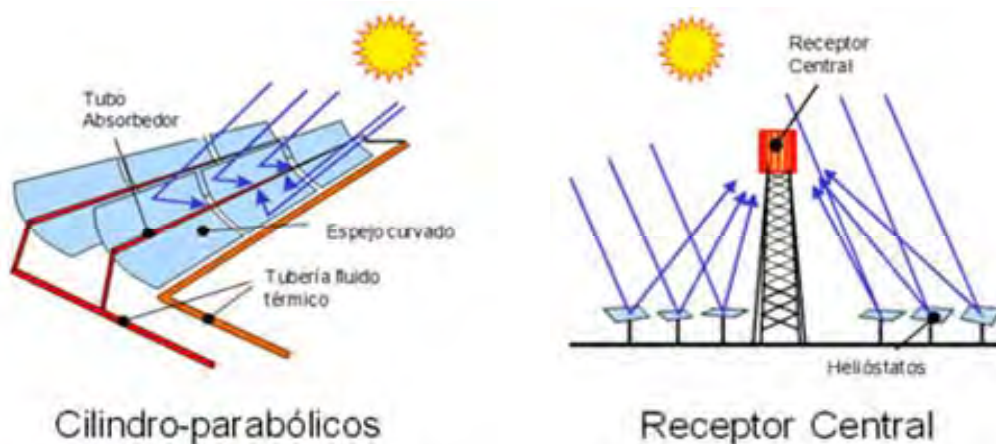


Figura 2.1 Tecnologías CCP y de torre respectivamente

2.1.3 Discos parabólicos

Esta tecnología se caracteriza por poseer un alto rendimiento, modularidad y autonomía. Alcanza temperaturas de 750°C pero todavía poseen un alto riesgo tecnológico. Son pequeñas unidades independientes con reflector parabólico que, al igual que en el caso del receptor central, concentran la radiación solar sobre un punto donde se sitúa el receptor-absorbedor y que es el foco cliente de un motor Stirling. El motor Stirling deriva la energía mecánica a un generador. A la izquierda de la figura 2.2 se muestra un esquema de funcionamiento.

2.1.4 Concentradores lineales de Fresnel

Esta tecnología se encuentra en una etapa de demostración tecnológica aunque existen plantas comerciales operativas como Puerto Errado I y II (Murcia). El funcionamiento es el mismo que el de los colectores cilindro parabólicos. La principal diferencia es que los reflectores son espejos planos lo que hace que sea una alternativa de bajo coste a los sistemas de CCP. La figura 2.2 recoge un esquema de esta tecnología.

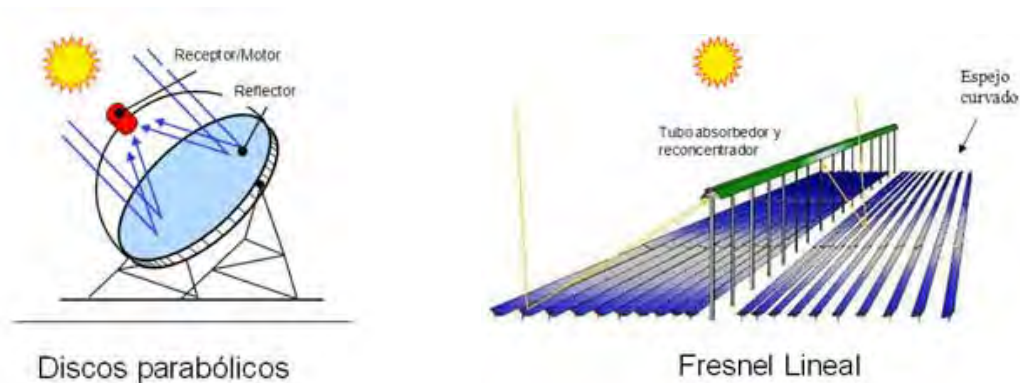


Figura 2.2 Tecnologías de discos parabólicos y Fresnel respectivamente

2.2 Marco legislativo en Argelia para la producción eléctrica

Actualmente existen tres plantas ISCC en el mundo en operación comercial con tecnología solar de colectores cilindro-parabólicos: en Hassi R'mel (Argelia) de 470 MW, en Ain Beni Mathar (Marruecos) de 150 MW y en Kuraymat (Egipto) de 150 MW.

En España, la regulación actual del Régimen Especial de Producción de electricidad a partir de sistemas de concentración de la energía solar permite hasta un 15% de apoyo con gas (Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo). Por ello, las plantas emplean una caldera auxiliar de gas natural para calentar el aceite térmico que permite complementar o sustituir parcialmente a la energía solar. Por tanto, la regulación española no da cabida a la hibridación de centrales solares con plantas en régimen ordinario como, por ejemplo, el ciclo combinado. Por este motivo se ha decidido situar la planta ISCC en Argelia.

En Argelia, la producción eléctrica a partir de sistemas híbridos ciclo combinado-solar está regulada por el Artículo 12 del Decreto 04-92 del 28 de marzo de 2004, publicado en el Diario Oficial de Argelia nº 19. Este decreto establece las primas sobre el precio de venta de la energía eléctrica de origen solar producida a partir de sistemas híbridos gas-solar.

En la tabla 2.1 se recogen las primas sobre el precio eléctrico de mercado por kWh dependiendo del porcentaje de contribución solar sobre el total de la producción eléctrica anual de la instalación.

Tabla 2.1 Primas en Argelia sobre el precio eléctrico de mercado por kWh

Contribución solar (% de la energía total anual producida)	Prima (% del precio del mercado por kWh)
> 25%	200%
20-25 %	180%
15-20 %	160%
10-15 %	140%
5-10 %	100%
0-5 %	0

Teniendo en cuenta el sistema tarifario argelino, el presente estudio tiene como objetivo alcanzar, como mínimo, el 5% de contribución solar sobre el total de la planta a fin de obtener una prima del 100% sobre el precio de venta de la energía producida a partir del campo solar.

2.3 Justificación de la ubicación

La instalación ISCC se ha ubicado al suroeste de Argelia, en la provincia de Naama, aproximadamente a 10 kilómetros de la ciudad de Mecheria. Las coordenadas geográficas de latitud y longitud son 33° 42' 36" Norte y 0° 26' 24" Oeste respectivamente, siendo la altitud del emplazamiento 1095 metros. La figura 2.3 muestra la ubicación de la instalación.

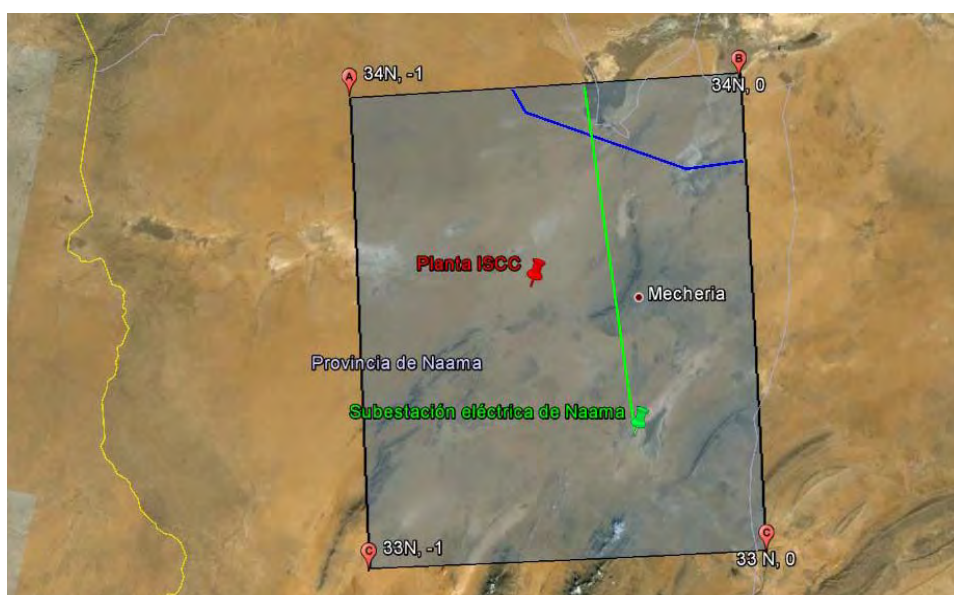


Figura 2.3 Localización de la planta

En el plano 1 de este documento se muestra con más detalle la ubicación de la central.

Los criterios principales que se han seguido para definir la ubicación de la planta, y sobre los que se profundiza más adelante, son:

- Zona con alto nivel de radiación solar
- Condiciones climáticas
- Proximidad a un gaseoducto
- Proximidad a una subestación eléctrica

Otros criterios que también se han tenido en cuenta son: las condiciones del terreno (plano, sin vegetación y libre de zonas umbrías), que la zona posea un bajo nivel de polución, de nubosidad y de precipitaciones, y las necesidades de agua. El agua necesaria para la instalación se captará de pozos cercanos al emplazamiento.

2.3.1 Características del recurso solar

Para poder conocer el potencial solar de una zona determinada es necesario realizar un análisis de la radiación solar disponible. La radiación solar directa (DNI, Direct Normal Irradiance) es la única que puede ser aprovechada en la tecnología de concentración solar y, por lo tanto, estas plantas sólo son viables en emplazamientos con altos valores DNI, y con escasa nubosidad y precipitaciones que no interfieran en dichos valores. Las regiones con mayor DNI son aquellas que se encuentran próximas al paralelo del ecuador como es el caso de Argelia.

La radiación solar directa se ha obtenido mediante el programa Meteonorm 6.0 que proporciona datos horarios de medida de DNI para un año tipo calculado para el emplazamiento. Estos valores de radiación solar son obtenidos a partir de la interpolación de mediciones en estaciones terrestres a una distancia no superior a 25 kilómetros.

La radiación normal directa anual calculada para el año tipo de referencia es 2160 kWh/m²año. La distribución mensual de DNI en la zona del emplazamiento de la central se recoge en la figura 2.4.

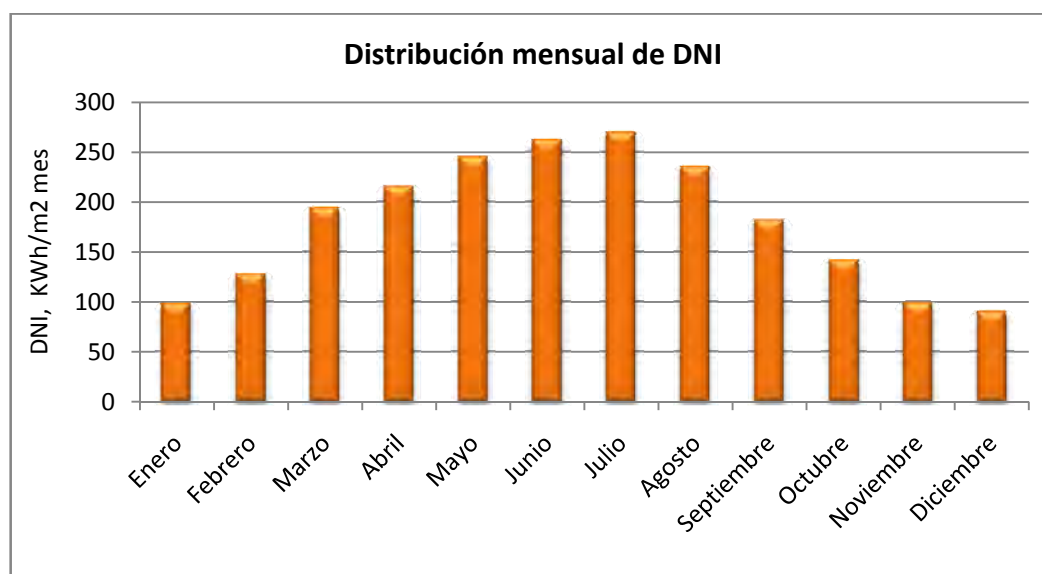


Figura 2.4 Datos mensuales de radiación normal directa

Como es lógico, la radiación solar es máxima en los meses de verano y mínima en los meses de invierno. Las curvas de variación de DNI en un día típico de verano, 21 de junio, y de invierno, 21 de diciembre, se pueden ver en la figura 2.5.

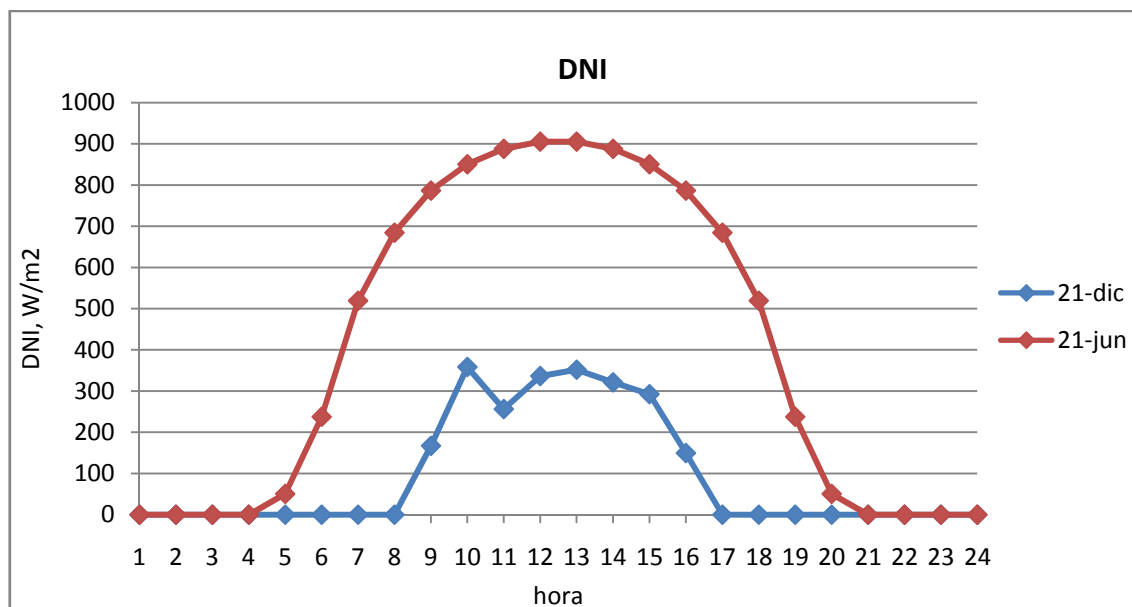


Figura 2.5 Curvas de DNI en un día típico de verano y de invierno

La curva de acumulación de radiación solar directa (figura 2.6) refleja el valor ordenado de la DNI frente a las 8760 horas del año tipo. De acuerdo con la gráfica, existen 1373 horas en las que la DNI es superior a 700 W/m^2 , siendo éste un valor adecuado para la instalación de una planta CSP.

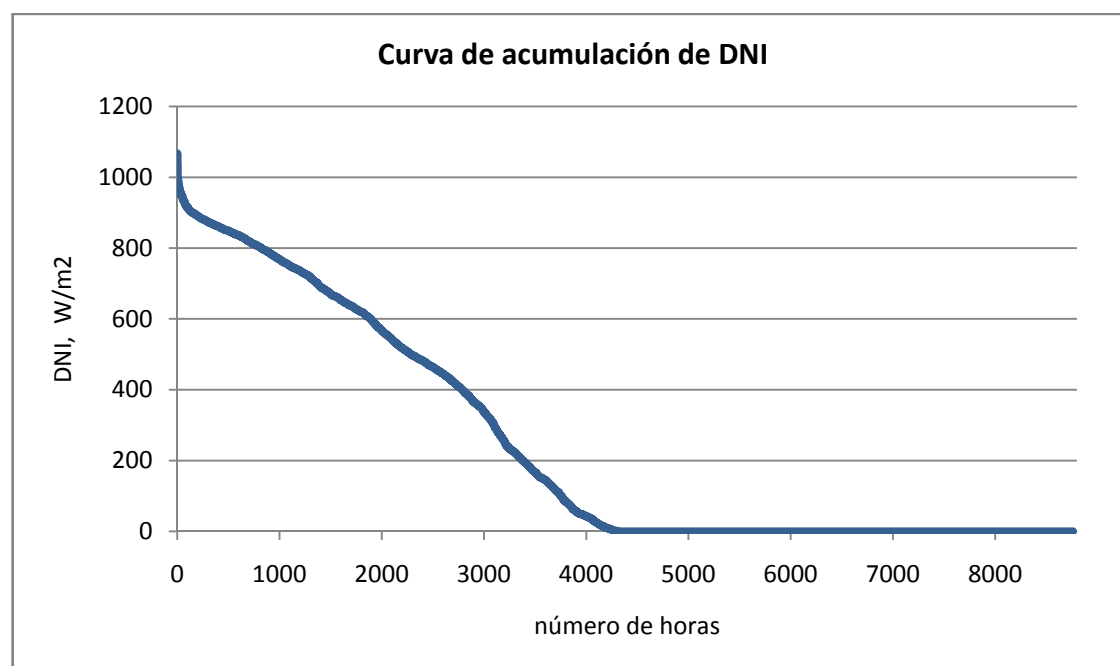


Figura 2.6 Curva de acumulación de la radiación normal directa

2.3.2 Condiciones ambientales

Otros parámetros que deben analizarse en el estudio del recurso solar y que también influyen en el funcionamiento del ciclo combinado son las condiciones ambientales de la zona.

Las medidas horarias de temperatura ambiente, humedad relativa y velocidad del viento, que se han utilizado para las simulaciones de la planta ISCC se han obtenido a partir del programa METEONORM 6.0 que proporciona dichos valores para un año tipo calculado para el emplazamiento.

La figura 2.7 muestra el perfil de temperaturas máxima, media y mínima del emplazamiento. Como se puede observar, en el mes de julio se alcanzan las máximas temperaturas próximas a 40 °C, mientras que en los meses de invierno las temperaturas mínimas se encuentran por debajo de los 0 °C.

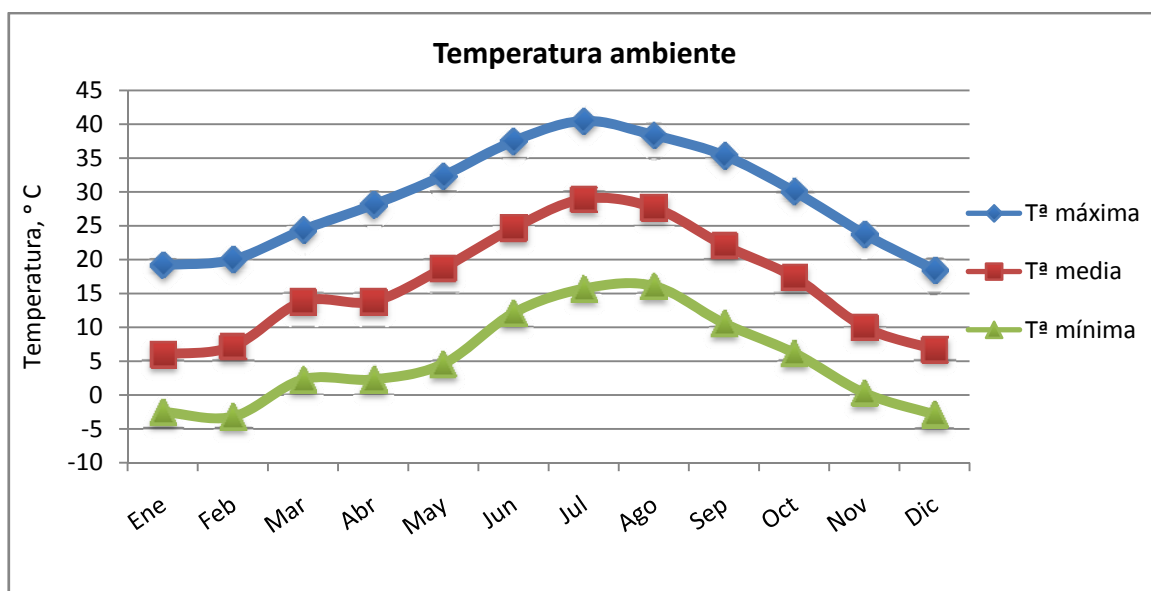


Figura 2.7 Distribución de la temperatura ambiente

Los valores mensuales de humedad relativa máxima, media y mínima del emplazamiento se recogen en la figura 2.8. La humedad relativa es mayor durante los meses de invierno y disminuye en verano.

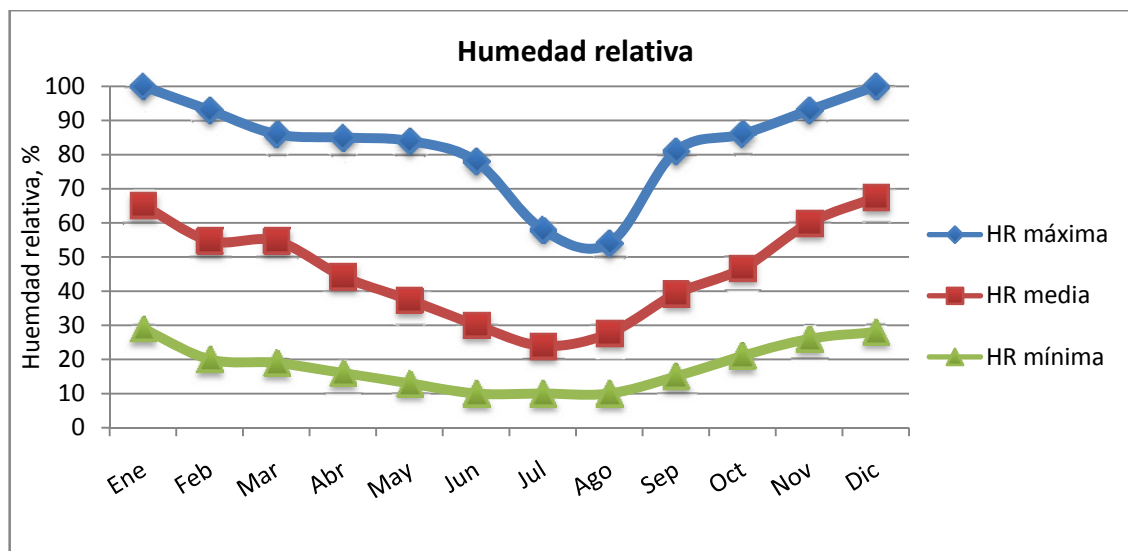


Figura 2.8 Distribución de la humedad relativa

Los valores medios mensuales de velocidad del viento se recogen en la tabla 2.2. Es importante que la velocidad del viento en la zona no supere los 30 m/s, ya que velocidades de viento superiores afectan a la estabilidad y al sistema de seguimiento del sol de los colectores.

Tabla 2.2 Valores medios mensuales de velocidad del viento

Viento	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
m/s	3,6	3,3	3,3	4,3	4,0	3,6	3,9	3,6	3,5	3,3	3,5	3,4

2.3.3 Proximidad a un gaseoducto

Otro factor importante a tener en cuenta en la elección del emplazamiento es la proximidad a un gaseoducto para el abastecimiento de gas natural al ciclo combinado. Aunque la conexión desde el gaseoducto a la planta no se encuentra dentro del alcance de este proyecto.

Argelia cuenta con 4,502 billones de metros cúbicos de reservas probadas de gas natural, estando en el top 10 del mundo.

El gaseoducto más cercano es el del Magreb-Europa, que recorre 520 kilómetros de Argelia cruzando por la provincia de Naama y a unos 10 kilómetros de la planta ISCC. Recoge parte del gas proveniente de los campos argelinos de Hassi R'mel, la reserva de gas natural más grande de África. La figura 2.9 muestra el recorrido del gaseoducto donde se ha señalado la ubicación aproximada de la planta.



Figura 2.9 Recorrido del gaseoducto de Maghreb-Europa

Para las simulaciones del ciclo combinado se ha tenido en cuenta la composición química del gas de Hassi R'mel que se indica en el Anexo A. Las características del gas natural de Hassi R'mel se recogen en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Características del gas natural de Hassi R'mel

Características del gas natural	
Poder calorífico superior (PCS)	$9320 < PCS < 9420 \text{ kcal/m}^3 \text{ (15}^\circ\text{C, 1 bar)}$
Poder calorífico inferior (PCI)	$8421 < PCI < 8511 \text{ kcal/m}^3 \text{ (15}^\circ\text{C, 1 bar)}$
Densidad relativa	0,655
Presión	71 bar
Temperatura	Ambiente

2.3.4 Proximidad a la red eléctrica

Para poder verter a la red la energía eléctrica generada por la planta es necesario que ésta se encuentre próxima a una subestación transformadora, no siendo objeto de este estudio la línea de evacuación a la subestación.

La red eléctrica argelina opera a 50, 345, 220, 90 y 60 kV. Consiste en 11 000 kilómetros de línea y 115 subestaciones. La figura 2.10 muestra un esquema de la red eléctrica del país, más desarrollada en el Norte.

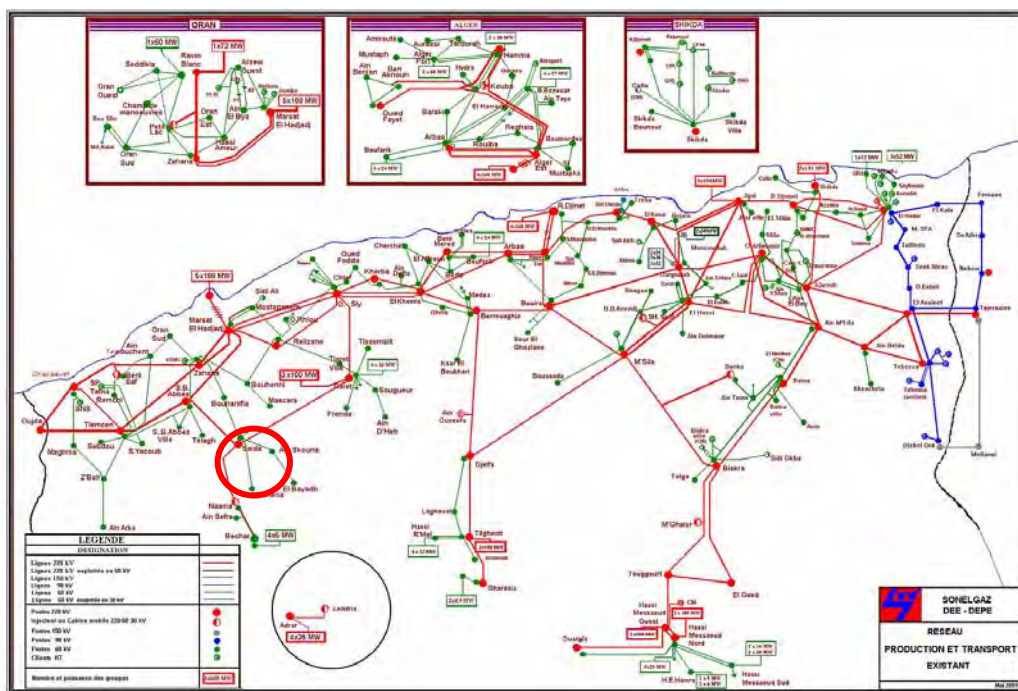


Figura 2.10 Red de transmisión eléctrica de Argelia

La subestación eléctrica más cercana a la central es la de Naama que está situada a unos 30 kilómetros de la planta y tiene una capacidad de evacuación de 220 kV. Dicha subestación se ha marcado en la figura con un círculo rojo.

3 DESCRIPCION DE LA PLANTA ISCC

3.1 Principio de funcionamiento

Una planta híbrida solar-ciclo combinado consiste en una central de ciclo combinado y en un campo solar conectado al mismo, donde la energía térmica del ciclo combinado y del campo solar se convierte en energía eléctrica en la misma turbina de vapor. Por tanto, la tecnología ISCC no se trata de una nueva tecnología sino de una combinación de dos tecnologías que utilizan un ciclo convencional para la generación eléctrica y en la que la hibridación confiere beneficios mutuos.

El recurso solar sustituye parcialmente el uso del combustible fósil, es decir, la energía solar se utiliza como energía auxiliar al ciclo combinado. Esto conlleva un ahorro en el consumo de gas con la consecuente reducción de las emisiones de CO₂.

En un ciclo combinado convencional los gases de escape de la turbina de gas se hacen pasar por una caldera de recuperación de calor que aprovecha el calor contenido en los gases para generar vapor que posteriormente es inyectado en la turbina de vapor.

El funcionamiento de una planta híbrida solar-ciclo combinado es semejante al de una planta de ciclo combinado convencional. El vapor proveniente del campo solar se integra en la caldera de recuperación, resultando en un aumento en la generación de vapor y, consecuentemente, un incremento de la producción eléctrica de la turbina de vapor.

La producción adicional de electricidad se consigue mediante el sobredimensionado de la turbina de vapor de manera que cuando se dispone de radiación solar, la turbina de gas y la turbina de vapor operan a plena carga y, en los periodos en los que la energía solar no esté disponible, opera como ciclo combinado. Este último modo de operación implica que la turbina de vapor esté trabajando a cargas parciales.

La tecnología solar que se va a emplear es la de colectores cilindro parabólicos ya que es la más desarrollada a nivel comercial y la que, a día de hoy, presenta menor riesgo de inversión. La figura 3.1 muestra un diagrama general de funcionamiento de una planta ISCC con tecnología solar CCP.

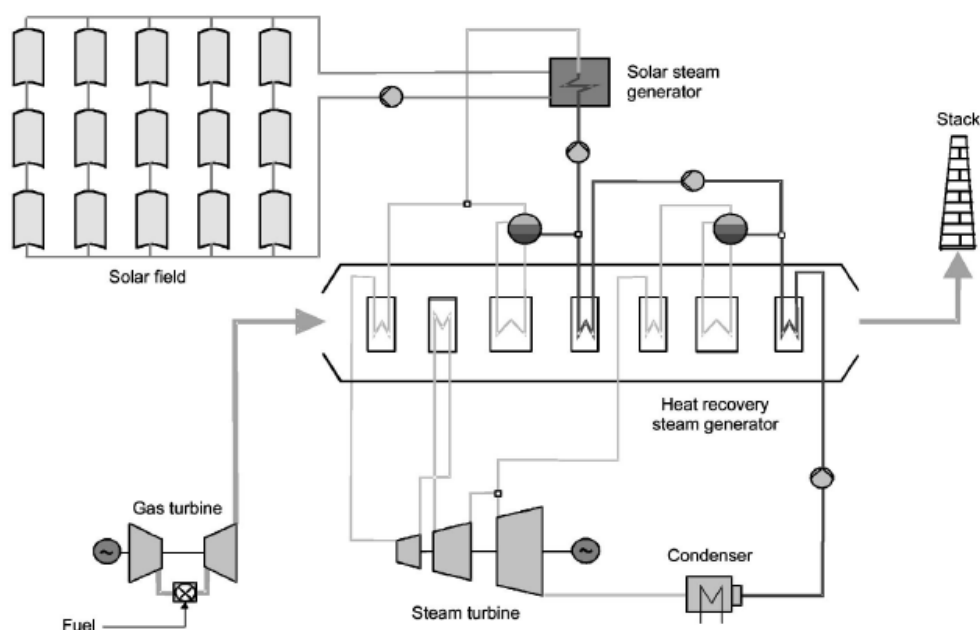


Figura 3.1 Diagrama general de funcionamiento de una planta ISCC con tecnología solar CCP

El campo solar se compone de 288 colectores cilindro parabólicos conectados en serie formando lazos de cuatro colectores que concentran la radiación solar sobre su línea focal donde se sitúa el tubo absorbente por el que circula un fluido de transferencia de calor (HTF, Heat Transfer Fluid) que se calienta hasta 393 °C. Como HTF se va a utilizar el aceite sintético Therminol-VP1.

La función del HTF es transferir la energía térmica absorbida en el campo solar al agua. Para este intercambio térmico es necesario un intercambiador de calor entre el circuito de aceite y el de agua-vapor: el Generador de Vapor Solar (GVS). El aceite caliente del campo solar se bombea hasta el GVS donde se produce vapor ligeramente sobrecalentado a 380 °C y 106 bar. La energía que aporta el campo solar al ciclo en el punto de diseño es 60,34 MW térmicos.

El ciclo combinado consiste en dos turbinas de gas con enfriador evaporativo, dos calderas de recuperación de tres niveles de presión y recalentamiento intermedio y una turbina de vapor. Las turbinas de gas seleccionadas corresponden al modelo SGT-800 de 42 MW cada una, con una capacidad de 84 MW brutos. La turbina de vapor tiene una capacidad de 60 MW de forma que la potencia bruta de la planta es de 144 MW. La contribución del vapor solar en la turbina de vapor es de 20 MW que supone un 5% de la producción eléctrica anual de la planta ISCC.

Existen varias configuraciones de integración del vapor solar en el ciclo combinado. Con el fin de obtener la máxima contribución solar con el menor impacto posible en el ciclo combinado, el vapor solar se va a inyectar en los sobrecalentadores de alta presión de cada caldera de recuperación de calor (HRSG, Heat Recovery Steam Generator), que se encuentran en condiciones similares a las del vapor solar.

Por tanto, el vapor generado en el campo solar se mezcla con el producido en las calderas de recuperación entrando en la turbina de vapor a 514 °C y 100 bar.

El vapor principal se expande en el cuerpo de alta presión de la turbina de vapor y vuelve a recalentarse en cada HRSG con los gases de escape de cada turbina de gas hasta alcanzar 514 °C. Este vapor recalentado de media presión se expande en la turbina de vapor juntándose con el vapor del cuerpo de baja presión.

El agua de alimentación al generador de vapor solar se precalienta previamente en los economizadores de media temperatura de las HRSG a 221,7 °C.

Debido a la escasez de agua, la refrigeración del ciclo combinado es con aerocondensadores.

La tabla 3.1 resumen los parámetros característicos de la planta ISCC en las condiciones de diseño. En el apartado 4, Dimensionamiento de la planta ISCC, se describe la metodología que se ha seguido para establecer las características de diseño de la central híbrida solar-ciclo combinado.

Tabla 3.1 Configuración de la planta ISCC

Tecnología solar	Colectores cilindro parabólicos
Fluido de transferencia de calor (HTF)	Aceite térmico
Condiciones del vapor solar	380 °C y 106 bar
Aporte del vapor solar al ciclo combinado	Sobrecalentadores de HP de la HRSG
Potencia térmica del campo solar	60,34 MW
Configuración ciclo combinado	2 x 1
Potencia eléctrica del ciclo combinado	124 MW (42 +42 + 40)
Potencia eléctrica del campo solar	20 MW
Potencia total de la instalación	144 MW
Sistema de refrigeración	Aerocondensadores

A efectos del presente proyecto la planta ISCC se divide en dos sistemas cuyos componentes principales se describen en los apartados siguientes del proyecto:

- El campo solar: consiste en todos los sistemas y equipos necesarios para transformar la radiación solar en energía térmica en forma de vapor sobrecalentado, incluido el generador de vapor solar (GVS).
- El ciclo combinado: está compuesto por las turbinas de gas, las HRSG, la turbina de vapor y el sistema de refrigeración.

3.2 El ciclo combinado

La tecnología de generación eléctrica con ciclos combinados de gas natural es una de las más eficientes y con menor impacto ambiental. Destaca por sus bajas emisiones, que se reducen en un 60% en el caso del dióxido de carbono y en un 70% en el de los óxidos de nitrógeno respecto a una central convencional. Además, las emisiones de dióxido de azufre y de partículas son prácticamente nulas.

3.2.1 Principio de funcionamiento

Una Central de Ciclo Combinado de gas natural es una planta de producción de energía eléctrica que combina dos procesos o ciclos para obtener el máximo rendimiento: el ciclo de Brayton, en el que los gases de combustión accionan directamente una turbina de gas, y el ciclo Rankine, en el que se aprovecha la energía residual de los gases de escape de la turbina de gas para generar vapor en una caldera de recuperación de calor, que a su vez acciona una turbina de vapor. Ambas máquinas (turbina de gas y de vapor) accionan un alternador donde se transforma la energía mecánica en eléctrica. La figura 3.2 muestra un esquema de funcionamiento de un ciclo combinado.

Esta configuración permite un empleo muy eficiente de combustible ya que se obtiene electricidad en dos etapas utilizando una única fuente de energía (gas natural). La eficiencia energética de los ciclos combinados (del orden del 57 %) es muy superior a la de las Centrales Térmicas Convencionales (en torno al 35%).

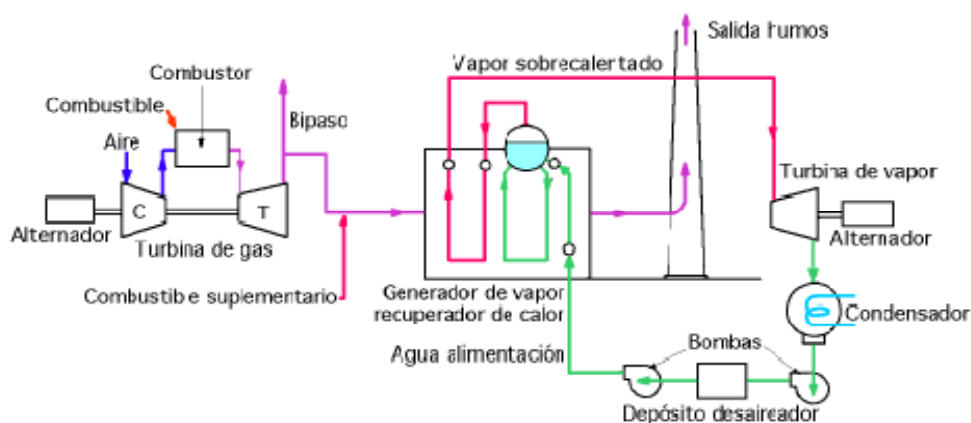


Figura 3.2 Esquema simplificado de un ciclo combinado

Los equipos principales de los que se compone el ciclo combinado son:

- La turbina de gas
- La caldera de recuperación (HRSG)
- La turbina de vapor
- Sistema de refrigeración

3.2.2 La turbina de gas

Una turbina de gas es un motor térmico rotativo de combustión interna, donde a partir de la energía aportada por un combustible, gas natural, se produce energía mecánica y se genera una importante cantidad de calor en forma de gases calientes y con un alto porcentaje de oxígeno. El ciclo térmico que representa una turbina de gas es el ciclo Brayton (Figura 3.3). La máquina sigue un ciclo abierto, puesto que se renueva continuamente el fluido que pasa a través de ella.

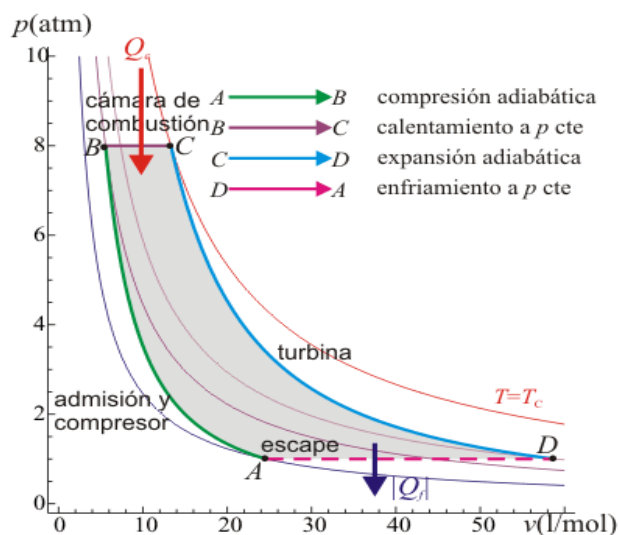


Figura 3.3 Ciclo de Brayton

Los elementos principales de las turbina de gas son la admisión de aire, el compresor, la cámara de combustión, y la turbina de expansión.

El aire es aspirado de la atmósfera y conducido al compresor a través de un filtro que quita las partículas que lleva el aire, ya que a altas velocidades podrían dañar los álabes de la turbina. Debido a las altas temperaturas medias y el ambiente seco de la zona donde se sitúa la instalación ISCC, en la aspiración del aire se ha introducido un enfriador evaporativo. Una vez que el aire es comprimido en el compresor pasa a la cámara de combustión donde se mezcla con el combustible (gas natural) y se produce la ignición. Los gases calientes, producto de la combustión, se expanden en la turbina haciendo girar su eje de manera que el generador acoplado a la turbina de gas transforma esta energía mecánica en energía eléctrica.

La razón principal por la que se enfría el aire de entrada a la turbina de gas es para evitar o reducir la pérdida significativa de potencia, en comparación con la capacidad nominal, que tiene lugar en turbinas de combustión cuando la temperatura ambiente del aire es elevada.

La energía generada en una turbina de gas es directamente proporcional y está limitada por el caudal másico de aire comprimido. A pesar de que la capacidad volumétrica de un compresor es fija, el caudal másico de aire que entra en el compresor varía con la temperatura ambiente. Cuando la temperatura del aire aumenta, la densidad de éste dis-

minuye y el caudal másico de aire que entra en el compresor es menor, por lo que la potencia de la turbina de gas disminuye por debajo de su capacidad nominal.

El enfriador evaporativo reduce la temperatura de la corriente del aire haciéndola pasar a través de una cortina de agua. Esto provoca un aumento en la densidad del aire con el consecuente incremento de caudal másico de aire que entra en el compresor y que se traduce en una mayor producción de la turbina de gas. Sus ventajas son sus bajos costos iniciales y su facilidad de operación.

3.2.3 La caldera de recuperación de calor

La caldera de recuperación de calor o HRSG es esencialmente un intercambiador de calor en el que se transfiere el calor de los gases de escape de la turbina de gas al circuito agua-vapor. La figura 3.4 muestra un esquema general de una caldera de recuperación de calor.

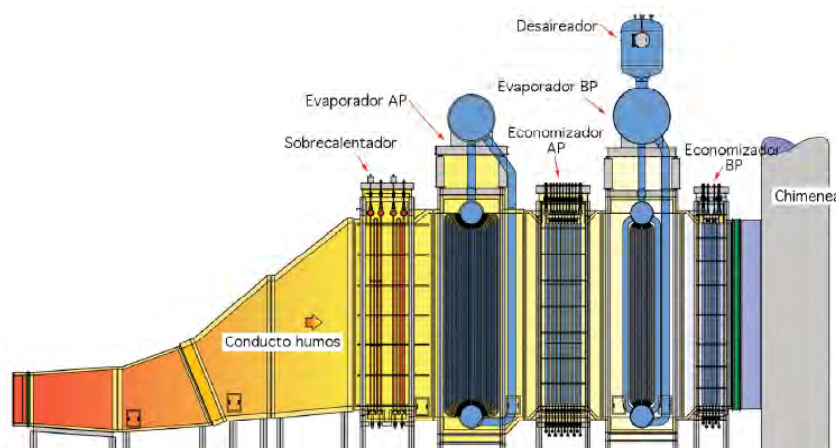


Figura 3.4 Esquema de una caldera de recuperación de calor

Puesto que la instalación ISCC cuenta con dos turbinas de gas, es necesario disponer de dos calderas de recuperación de calor. Son calderas sin postcombustión, con 3 calderines para cada uno de los niveles de presión y con sus correspondiente sistemas de bombeo y calentamiento, existiendo un único tanque de alimentación y desgasificador donde van a parar todos los condensados de la turbina.

Las partes principales de la HRSG, son:

- Tanque de agua de alimentación y desgasificador: depósito donde se acumula el agua de alimentación de la caldera de la HRSG. Este tanque lleva acoplado un desgasificador que elimina los gases disueltos en el agua de alimentación y que no se han podido eliminar en el condensador.
- Calderines: es el lugar de donde se alimenta el evaporador de agua y el sobrecalentador de vapor.
- Bombas de alimentación: son las encargadas de enviar el agua desde el tanque de agua de alimentación a su calderín correspondiente para que así vuelva a empezar el ciclo.

- Economizadores: son intercambiadores encargados de precalentar el agua de alimentación hasta el punto de saturación.
- Evaporadores: son intercambiadores que aprovechan el calor de los gases de escape para evaporar el agua a la presión del circuito correspondiente.
- Sobrecalentadores y recalentadores: en estos intercambiadores la temperatura de los gases de escape es más alta ya que se encuentran ubicados cerca del escape de la turbina de gas. Aquí, el vapor saturado es sobrecalentado y ya está listo para alimentar a la turbina de vapor.

3.2.4 La turbina de vapor

El principio de operación de la turbina de vapor es convertir la energía térmica del vapor generado en la HRSG en energía mecánica. El ciclo básico ideal de las turbinas de vapor es el ciclo de Rankine o ciclo agua-vapor. La turbina de vapor es con recalentamiento intermedio y, al trabajarse con tres presiones de vaporización en la HRSG, está formada por tres cuerpos: alta presión (HP), media presión (IP) y baja presión (LP).

El vapor sobrecalentado procedente de las dos HRSG es llevado a través de una tubería única al cuerpo de alta presión de la turbina de vapor donde se expande y vuelve a recalentarse en la caldera de recuperación con los gases de escape de la turbina de gas. Este vapor recalentado de media presión (recalentado caliente) se expande en el cuerpo de media presión de la turbina de vapor juntándose con el flujo de vapor de baja presión. El vapor que se expande en los álabes hace girar el eje de la turbina generando energía mecánica que finalmente se transforma en energía eléctrica en el generador acoplado a la turbina.

El vapor de escape del cuerpo de baja presión de la turbina de vapor es dirigido al aerocondensador donde se condensa y pasa a estado líquido.

3.2.5 El sistema de refrigeración

Debido a la escasez de agua de la zona donde se ubica la planta ISCC, el vapor de escape de la turbina se condensa con aire ambiente. El agua condensada se bombea al desgasificador. La refrigeración con aerocondensadores elimina considerablemente las necesidades de agua de la planta, sin embargo, supone una disminución de la eficiencia y la producción de la planta cuando la temperatura ambiente es elevada.

3.2.6 Integración del vapor solar en el ciclo combinado

La integración del vapor solar en el ciclo combinado se hace en la HRSG. Las condiciones de presión y temperatura del vapor solar a la salida del GVS (380 °C y 106 bar) condicionan los puntos donde es posible introducir el aporte solar en la HRSG. Para maximizar el rendimiento del ciclo, el aporte de la energía solar a la HRSG se hace en los sobrecalentadores de alta presión como vapor de alta presión ligeramente sobrecalentado. De esta manera, se consigue la contribución solar más eficiente con el menor impacto en el rendimiento del ciclo combinado.

3.3 El campo solar

Se incluye dentro del alcance del campo solar desde la captación de la energía solar hasta que se obtiene vapor a 380 °C y 100 bar a la salida del sobrecalentador del generador de vapor solar.

3.3.1 Descripción general

En la tecnología de colectores cilindro parabólicos el campo solar, como se observa en la figura 3.5, está compuesto por filas paralelas de CCPs. Cada fila, a su vez, está compuesta por varios CCPs conectados en serie mediante tuberías y formando lo que se denomina un lazo. Los lazos están conectados a las tuberías de distribución del HTF, en este caso, aceite térmico. La tubería colectora caliente recoge el aceite térmico caliente a 393 °C proveniente de todos los lazos y lo conduce al GVS. A la salida del GVS el aceite frío se recircula al campo a través de la tubería colectora fría que lo vuelve a distribuir a todos los lazos.

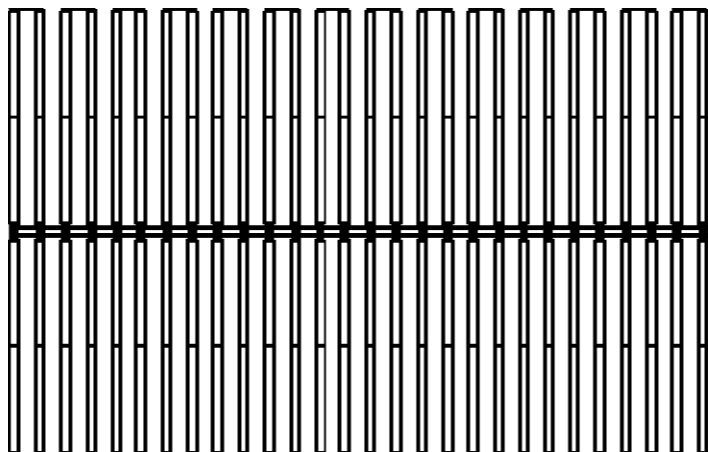


Figura 3.5 Esquema ley-out del campo solar

Por tanto, se distinguen tres equipos principales para la transformación térmica de la radiación solar en forma de vapor:

- Los colectores cilindro parabólicos (CCP)
- El sistema de transferencia de calor (sistema HTF)
- El generador de vapor solar (GVS)

En el caso que nos ocupa, el campo solar está compuesto por 288 CCPs formando un total de 72 lazos. Cada lazo está compuesto por 4 colectores de 150 metros de longitud cada uno, de manera que la longitud total del lazo es de 600 metros. Los CCPs están dispuestos con el eje horizontal en dirección norte-sur y a una distancia de 17 metros entre ejes.

En el plano 2 de este proyecto se presenta la implantación general de la planta ISCC.

3.3.2 Componentes principales de un CCP

De las cuatro tecnologías CSP la tecnología de colectores cilindro-parabólicos es la que se ha elegido para el diseño del campo solar de la central ISCC debido a su mayor madurez tecnológica.

Los CCPs son dispositivos solares de concentración con forma cilindro parabólica que reflejan y concentran la DNI sobre su línea focal, en la que se sitúa el tubo receptor-absorbedor por el que circula un fluido de transferencia de calor que se calienta hasta una temperatura próxima a los 400 °C como consecuencia de la radiación solar concentrada que incide sobre él. En los colectores se convierte la radiación solar directa en energía térmica. En la figura 3.6 se muestra una fotografía de un CCP.

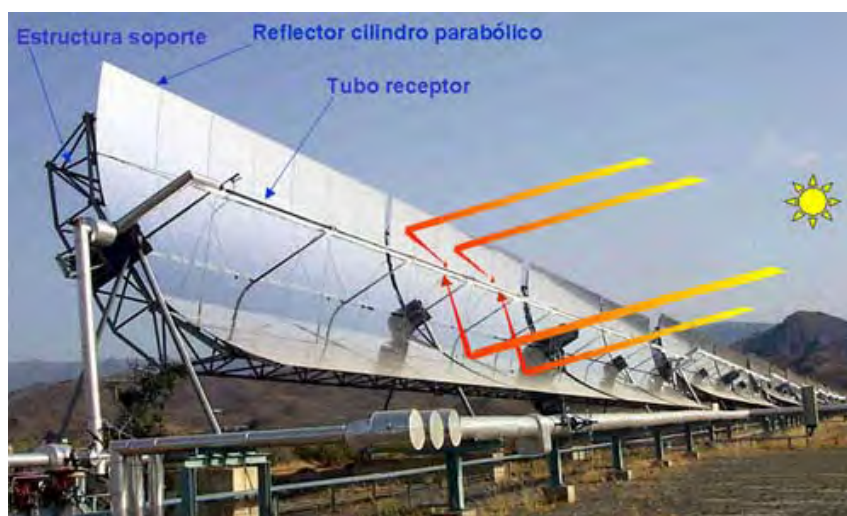


Figura 3.6 Esquema de un CCP

Los colectores disponibles actualmente en el mercado son de dos longitudes: 100 metros y 150 metros, siendo la longitud del lazo en ambos casos 600 metros. Por tanto, en el primer caso cada lazo está formado por 6 colectores, mientras que en el segundo caso sólo son necesarios 4 colectores por lazo. El colector que se ha seleccionado es el Eurotrough-150 (ET-150) que tiene 150 metros de longitud y 5,75 metros de ancho de apertura.

La estructura de los colectores es de tipo modular, siendo el módulo la unidad estructural. El colector ET-150 está compuesto por 12 módulos de 12 metros de longitud cada uno unidos rígidamente en serie. Cada módulo está formado por una estructura metálica sobre la que se montan los espejos cilíndricos y los tubos absorbentes.

Los elementos principales de un CCP son:

- Reflector/concentrador
- Tubo absorbente
- Sistema de seguimiento del sol
- Cimentación y estructura metálica

❖ *Reflector*

La misión del reflector cilindro parabólico es reflejar la radiación solar que incide sobre él y concentrarla sobre el tubo absorbedor. Se trata de un espejo curvado en una de sus dimensiones con forma de parábola, que concentra sobre su línea focal toda la radiación solar que atraviesa su plano de apertura. El material reflectante es plata, que se deposita en una fina capa sobre un soporte que le da la suficiente rigidez. El medio de soporte es vidrio.

❖ *Tubo absorbedor-receptor*

Constituye el corazón del canal parabólico, ya que de él depende en gran medida el rendimiento global del colector. Su función es convertir la radiación solar concentrada en un aumento de energía térmica del fluido caloportador.

Para las temperaturas de trabajo típicas en una planta CSP de canales parabólicos se emplean tubos de vacío, constituidos por dos tubos concéntricos: un tubo interior de acero por el que circula el HTF y un tubo exterior de vidrio. La figura 3.7 muestra una fotografía real de un tubo absorbedor.

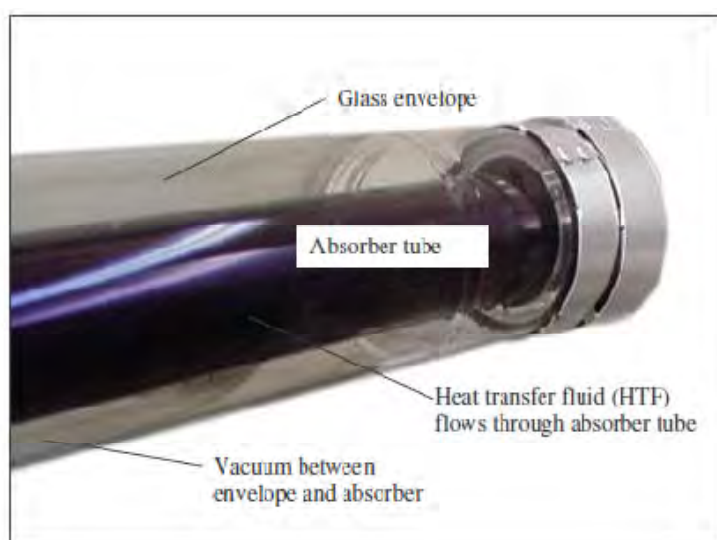


Figura 3.7 Partes principales de un tubo absorbedor

El tubo de acero lleva un recubrimiento selectivo en su superficie que posee una elevada absorptancia en el espectro ultravioleta (superior al 95 %) y una emitancia en el espectro infrarrojo inferior o igual al 14 % a una temperatura de 400 °C. Lo que se persigue con este recubrimiento es que el tubo se comporte como un cuerpo negro lo más perfecto posible. El principal problema de este recubrimiento es que se degrada en contacto con el aire cuando está caliente, por lo que tiene que permanecer en atmósfera de vacío.

El tubo de cristal que rodea al tubo metálico tiene una doble misión: reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo metálico y proteger su recubrimiento selectivo de las condiciones meteorológicas. Lleva un tratamiento antirreflexivo en sus dos caras, para aumentar su transmitancia a la radiación solar y, con ello, el rendimiento óptico del

colector. Es decir, se trata de un aislante que permite que la radiación solar entre pero que el calor del HTF no pueda escapar.

Entre el tubo metálico y el de vidrio se hace el vacío para limitar aún más las pérdidas de calor del tubo metálico al ambiente. En este caso, los extremos del tubo de vidrio van soldados, mediante una soldadura vidrio-metal, a un fuelle metálico que, a su vez, va soldado por su otro extremo al tubo absorbente metálico. De esta forma se logra que exista un espacio anular estanco entre el tubo metálico y el de vidrio, a la vez que la diferente dilatación térmica de los tubos de vidrio y metal es compensada por el fuelle metálico.

❖ *Sistema de seguimiento del sol*

La necesidad de orientar el colector en dirección perpendicular a los rayos del sol para aumentar la captación de energía por metro cuadrado, exige que el colector esté dotado de un mecanismo que permita realizar el seguimiento del movimiento del sol desde el orto hasta el ocaso para asegurar en todo momento una óptima captación de la energía solar. En un CCP los módulos concentradores están movidos por un mismo mecanismo de seguimiento solar de un solo eje, de forma que los colectores se orientan en dirección Norte-Sur haciendo un seguimiento solar Este-Oeste. En la figura 3.8 se recoge el movimiento que describe un colector a lo largo del día.

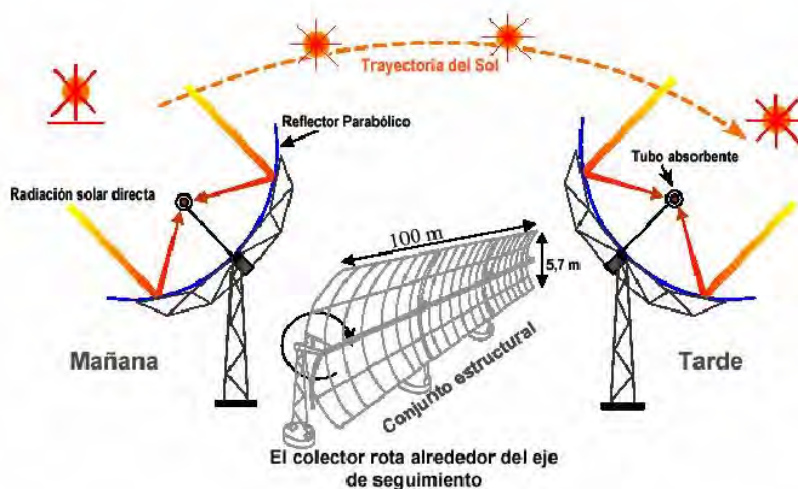


Figura 3.8 Esquema sistema de seguimiento del sol de un CCP

❖ *Cimentación y estructura metálica*

La cimentación soporta los colectores y los fija al suelo de forma que el conjunto estructural soporte las cargas para las que fue diseñado. La misión de la estructura metálica del colector es la de dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen, a la vez que hacer de interfase con la cimentación del propio colector.

3.3.3 Sistema de transferencia de calor

La función principal del sistema HTF es transferir la energía térmica captada en el campo solar al ciclo agua-vapor para generar vapor solar. A la salida del campo, el HTF se encuentra a 393 °C y es bombeado hasta el tren de generación de vapor solar. A la salida del GVS el aceite térmico es conducido al tanque de expansión y desde ahí se retorna por bombeo al campo solar. En la figura 3.9 se muestra una fotografía de las tuberías principales de distribución de aceite térmico del campo solar.



Figura 3.9 Tuberías de distribución de aceite térmico

El sistema de transferencia de calor se compone de tres elementos principales:

- El fluido de transferencia de calor (HTF)
- Las bombas de aceite
- El tanque de expansión

❖ *El fluido de transferencia de calor*

El tipo de HTF que se utiliza depende de la temperatura máxima de operación ya que tiene que poseer buena estabilidad térmica en el rango de temperaturas de trabajo además de un coste razonable. En la tecnología solar de CCP se utiliza aceite sintético que puede trabajar a temperaturas próximas del orden de 400 °C. La explicación de este hecho estriba en que para temperaturas altas, si el HTF es agua, las tuberías estarían sometidas a elevadas presiones para evitar que ésta se evapore.

Esto significa que si queremos tener agua caliente a 315°C a la salida de los colectores, la presión en el circuito tendrá que ser superior a 100 bar. La presión de vapor del aceite a altas temperaturas es mucho menor que la del agua lo que permite calentar aceite a 400°C sin tener que mantener el circuito presurizado a más de 10 o 15 bar.

El HTF que se ha seleccionado es el Therminol VP-1. Se trata de un aceite sintético muy empleado en las plantas actuales con tecnología CCP. El rango de temperaturas de trabajo está entre 12 - 400 °C y sus características principales son:

- Composición: óxido de difenilo/difenilo
- Temperatura máxima de operación: 400 °C
- Temperatura de autoignición: 621 °C
- Temperatura de solidificación: 12 °C

❖ *Las bombas de aceite*

El sistema de bombeo tiene como objetivo elevar la presión del HTF para vencer la resistencia que opone el circuito a su circulación. Las bombas principales HTF tienen como objetivo impulsar el aceite térmico desde el depósito de expansión al campo solar y posteriormente al GVS. Para los periodos de mínima radiación o cuando el GVS no está en operación (por la noche) y con el fin de evitar que el aceite alcance temperaturas por debajo de su punto de congelación, se utilizan bombas anticongelación HTF que mantienen un flujo mínimo de aceite en el sistema.

❖ *El tanque de expansión*

Su función es almacenar el aceite, así como absorber las diferencias de volumen debido a las variaciones de temperatura. Para evitar tanto la oxidación como la evaporación del fluido, el tanque está presurizado con gas inerte (nitrógeno).

3.3.4 El generador de vapor solar

El generador de vapor solar es un intercambiador HTF-agua/vapor. Es el encargado de transmitir la energía termia contenida en el aceite al agua, produciendo vapor ligeramente sobrecalentado a 380 °C y 106 bar que posteriormente se aprovecha en la turbina de vapor. El aceite, a su paso por el GVS, se recircula al campo solar.

En el lado agua-vapor, el GVS se alimenta con agua de alimentación procedente de una extracción de agua a la salida del economizador de media presión de la HRSG y a la salida se inyecta en estado de vapor en el sobrecalentador de alta presión de la HRSG.

La configuración del generador de vapor es con un nivel de presión y está constituido por economizador, evaporador y economizador. La caída de presión en cada intercambiador viene dada por los datos del fabricante que se recogen en la tabla 3.2.

Tabla 3.2 GVS: datos del fabricante			
	aceite	agua-vapor	rendimiento
	bar	bar	%
Δp economizador	1,5	1,5	99
Δp evaporizador	1,5	0,5	99
Δp sobrecalentador	1	1	99
Pinch Point intercambiador	11 °C		

A la entrada del economizador, se dispone de una bomba para aumentar la presión del agua de alimentación que sale de las HRSG.

4 DIMENSIONAMIENTO DE LA PLANTA ISCC

4.1 Consideraciones previas

En la definición/modelización del ciclo combinado se ha utilizado como herramienta la aplicación GT-PRO del programa Thermoflow. Para el dimensionamiento del campo solar, número de CCPs necesarios, así como para el balance energético en el generador de vapor solar se han empleado hojas de cálculo de Excel.

Primero se ha procedido a calcular los parámetros de diseño del ciclo combinado, ya que sirven como datos de partida para el dimensionamiento del campo solar.

Las condiciones de diseño para el ciclo combinado son:

- Condición de Diseño de Invierno: media de los meses Diciembre, Enero y Febrero.
- Condición de Diseño de Verano: media de los meses Julio, Agosto y Septiembre.

La tabla 4.1 recoge las características de los puntos de diseño de invierno, diseño de verano y media anual.

Tabla 4.1 Condiciones puntos de diseño ciclo combinado		
Condición	Temperatura	Humedad relativa
	° C	%
Diseño de invierno	6,6	62,5
Diseño de verano	26,3	30,3
Media anual	16,3	45,11

A efectos de carga se ha considerado que el ciclo opera al 100% de carga.

El punto de diseño del campo solar se ha tomado a las 12.00 horas solares del 21 de Junio (medio día solar del solsticio de verano), ya que se trata de un instante muy favorable en cuanto a DNI se refiere. La temperatura ambiente y la humedad relativa en el punto de diseño son 33,6°C y 20 % respectivamente, y la velocidad del viento 3,8 m/s.

4.2 Dimensionamiento del ciclo combinado

El ciclo combinado se ha diseñado en condiciones de invierno ya que en estas condiciones la turbina de gas aporta la máxima potencia. En invierno, la temperatura ambiente es menor y la densidad del aire disminuye, por lo que el caudal másico de aire disponible en el compresor aumenta.

La configuración del ciclo combinado es 2x1: dos turbinas de gas de 42 MW cada una con enfriador evaporativo, dos calderas de recuperación de calor con tres niveles de presión y recalentamiento intermedio, y una turbina de vapor de 60 MW. Al haber dos turbinas de gas, en caso de que falle una de ellas, quedaría disponible la otra pudiendo operar la central a carga parcial.

4.2.1 Turbina de gas

El combustible que se ha utilizado en las simulaciones para alimentar a las turbinas de gas es gas natural procedente de los campos argelinos de Hassi R'mel.

Las turbinas de gas seleccionadas corresponden al modelo SGT-800 y cuentan con un sistema de reducción de emisiones de NOx. En el punto de diseño la potencia bruta de las dos turbinas de gas es 83 MW brutos que supone un 58% de la producción eléctrica de la planta ISCC. El rendimiento eléctrico de las turbinas de gas es 37,13 % (PCI) y el consumo total de combustible es 223 501 kWht (PCI). La temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión es 1290°C. El caudal de gases de escape de cada turbina es 117,1 kg/s y su temperatura 547,7 °C.

El enfriador evaporativo se ha diseñado para que se active cuando la temperatura ambiente sea superior a 15 °C por lo que en el punto de diseño no entra en funcionamiento. Las características de la turbina de gas en las condiciones de diseño se detallan en la figura 4.1.

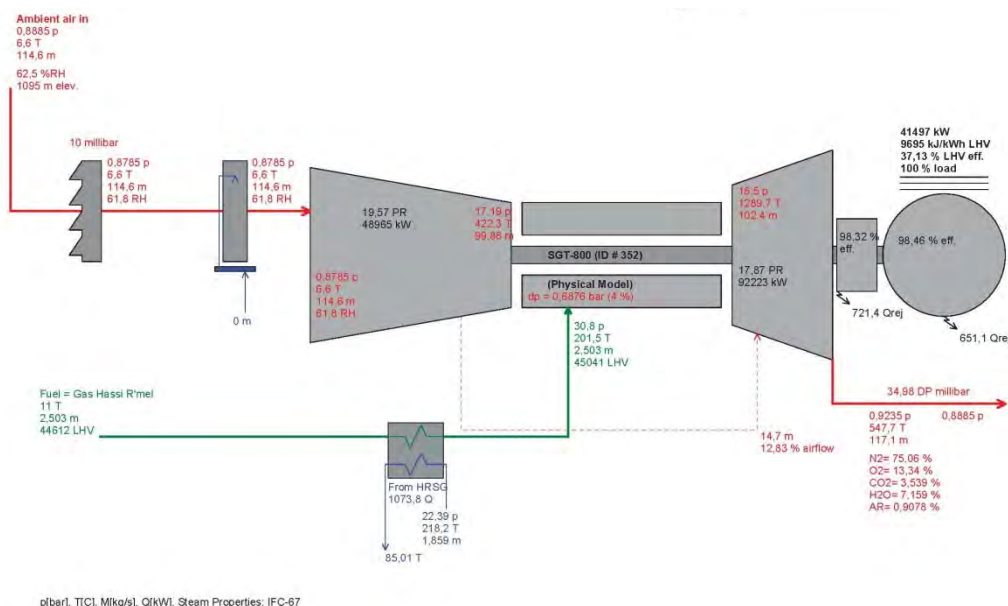


Figura 4.1 Características de la turbina de gas en las condiciones de diseño

4.2.2 Turbina de vapor

La potencia de la turbina de vapor sin aporte solar es 40 MW. La turbina de vapor de la ISCC se ha de diseñar para abarcar la suma del caudal de vapor procedente del campo solar y de la HRSG. Por tanto, la capacidad de la turbina de vapor va a ser mayor que la que tendría una planta de ciclo combinado con la misma turbina de gas.

Por ello, es necesario sobredimensionar la turbina de vapor ya que si no, cuando el campo solar y el ciclo combinado operen simultáneamente, la turbina de vapor no va a poder recibir el caudal precedente de ambos. Para sobredimensionar la turbina de vapor en el GT-PRO se simula una adición y extracción de masa (caudal de vapor solar) en las HRSG. Aumentando el caudal de aporte en las HRSG, se consigue aumentar la potencia de la turbina de vapor.

El aporte solar tiene que ser limitado ya que cuando no existe contribución solar a las HRSG o ésta es muy inferior a la del punto de diseño (en días nublados y por la noche) la turbina de vapor trabaja a cargas parciales. La operación a carga parcial implica una reducción en el rendimiento de la planta. La potencia eléctrica del campo solar en las condiciones de diseño se ha fijado en 20 MW ($\frac{1}{2}$ de la que tendría la turbina de vapor sin aporte solar).

Como ya se dijo en la descripción del ciclo combinado, la turbina de vapor consta de tres cuerpos de presión: alta, media y baja cuyas presiones de admisión son 100 bar, 22,66 bar y 2,652 bar respectivamente.

El caudal de vapor vivo que entra en la turbina de vapor es 36,84 kg/s y las condiciones de temperatura y presión son 514 °C y 100 bar. Este vapor sobrecalentado que se expande en el cuerpo de alta presión sufre un recalentamiento intermedio en las HRSG

con los gases de escape de las turbinas de gas y se inyecta de nuevo en el cuerpo de media de la turbina de vapor.

El vapor recalentado frío a la salida del cuerpo de alta de la turbina de vapor se encuentra a 316,4°C y 22,66 bar y, tras el recalentamiento en la HRSG, entra en el cuerpo de media presión de la turbina a 513,7°C y 20,75 bar.

En las condiciones de diseño de la planta ISCC la potencia eléctrica bruta de la turbina de vapor es 60 MW que representa un 42 % de la producción total de la planta.

4.2.3 HRSG e integración del vapor solar

La mayor eficiencia se consigue aportando el vapor de alta presión de la instalación solar a la etapa de sobrecalentamiento de alta presión de las HRSG. Posteriormente, se extrae agua del nivel de media presión y se utiliza como agua de alimentación al campo solar cerrando de esta manera el circuito.

El aporte solar a las HRSG para incrementar la capacidad de la turbina de vapor en 20 MW es de 13,5 kg/s en cada caldera. Por tanto, la instalación solar ha de producir un total de 27 kg/s de vapor de alta presión ligeramente sobrecalentado a 380 °C y 106,6bar.

El vapor solar se inyecta a la salida del calderín de alta presión de las HRSG y se une al vapor generado en los sobrecalentadores de alta, donde alcanzan las condiciones requeridas a la entrada de la turbina de vapor (514 °C). En la figura 4.2 se muestra la simulación en el GT-PRO de la integración de vapor solar en las HRSG.

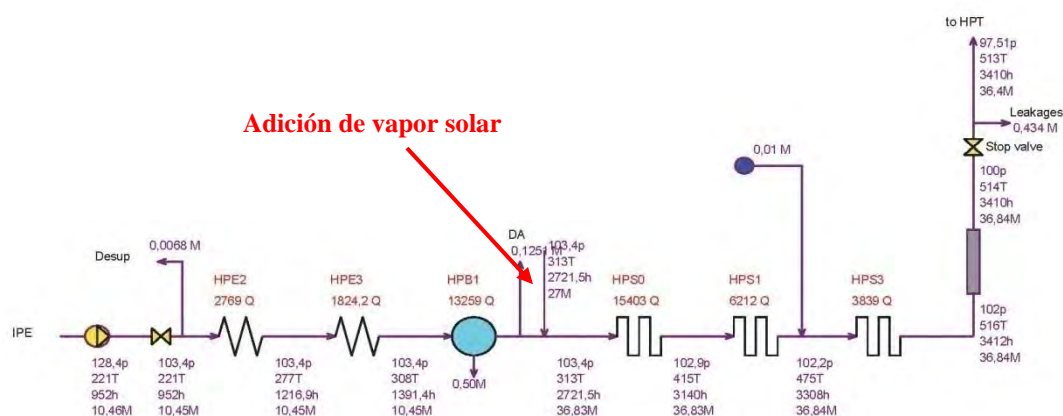


Figura 4.2 Simulación de la integración del vapor solar en el ciclo combinado

Las calderas de recuperación, teniendo en cuenta la entrada de vapor del campo solar, producen vapor a tres niveles de presión: vapor sobrecalentado de alta presión 100 bar/514 °C, vapor recalentado caliente de media presión 20,75 bar/513,8 °C y vapor de baja presión a 3,00 bar/133,5 °C.

Le eficiencia de la HRSG en las condiciones de diseño es 85,07 % y el rendimiento global del ciclo agua-vapor es 43,33 %.

4.2.4 El agua de alimentación.

El agua de alimentación al GVS se precalienta previamente en los economizadores de media presión de las HRSG. Esto se simula con una extracción de agua a la salida del economizador de media presión de la HRSG. La temperatura del agua en dicho punto es 221,7 °C y el caudal de masa que se extrae es 27 kg, es decir, igual al que se había aportado en forma de vapor solar a la HRSG. A la entrada del GVS se coloca una bomba para aumentar esta presión hasta 109,6 bar (se ha considerado que la bomba no aumenta la temperatura del agua).

4.2.5 Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración se ha diseñado en condiciones de verano (26,3 °C y 30,3 % de humedad relativa) ya que éstas son las condiciones más desfavorables para el aerocondensador. En verano, al ser la temperatura ambiente mayor que en invierno, el aerocondensador tiene que disipar más potencia.

El incremento de temperatura en el aerocondensador o ITD (Initial Temperature Difference) para el diseño en condiciones de verano se ha fijado en 28 °C. El ITD es igual a la diferencia entre las temperaturas de saturación del condensador y la temperatura ambiente. Por tanto, la temperatura de saturación en el aerocondensador para el diseño en condiciones de verano es 54,4 °C (0,168 bar)

El vapor de escape de la turbina de vapor en las condiciones de invierno es vapor saturado a 0,055 bar (35°C) que, tras ser condensado en los aerocondensadores, se retorna a la HRSG previo paso por el desgasificador.

4.3 Dimensionamiento del campo solar

El dimensionamiento del campo solar consiste en determinar el número de CCPs (o número de lazos) necesarios en el campo solar para aportar la energía demandada al campo solar en el punto de diseño.

El objetivo que se persigue con el dimensionamiento del campo solar es obtener una contribución solar del 5 % sobre la producción total anual de la planta ISCC y, así, poder acogerse a la ley argelina (Decreto 04-92 del 28 de marzo de 2004).

El punto de diseño del campo de colectores se ha tomado el 21 de junio a las 12 horas solares. En verano, la elevación solar sobre el horizonte es mucho mayor que en invierno y, por eso, la DNI durante los meses de verano alcanza valores muy superiores en comparación con los meses de invierno. Si se diseñara para otra época del año en la que los valores de radiación normal directa no son elevados, para la operación en verano habría que desenfocar algunos colectores con la consiguiente pérdida de energía. Este fenómeno es el denominado *dumping*.

La DNI en el punto de diseño es 905 W/m^2 . En la práctica, es normal reducir este valor entre un 5 % y un 6 % como coeficiente de seguridad, de manera que para el dimensionamiento del campo solar se ha tomado un valor de 851 W/m^2 .

4.3.1 Características del HTF

El aceite térmico que se ha empleado como fluido caloportador es Therminol VP-1, cuyo rango de temperaturas de trabajo se encuentra entre $12 - 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$. La temperatura a la salida del campo solar se ha fijado en $393 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ya que para temperaturas superiores el aceite se degrada y pierde sus propiedades térmicas.

A continuación se presentan las gráficas correspondientes a variación de densidad y entalpía del aceite térmico Therminol VP-1 con la temperatura, figuras 4.3 y 4.4 respectivamente, y que han sido elaboradas a partir de datos del fabricante.

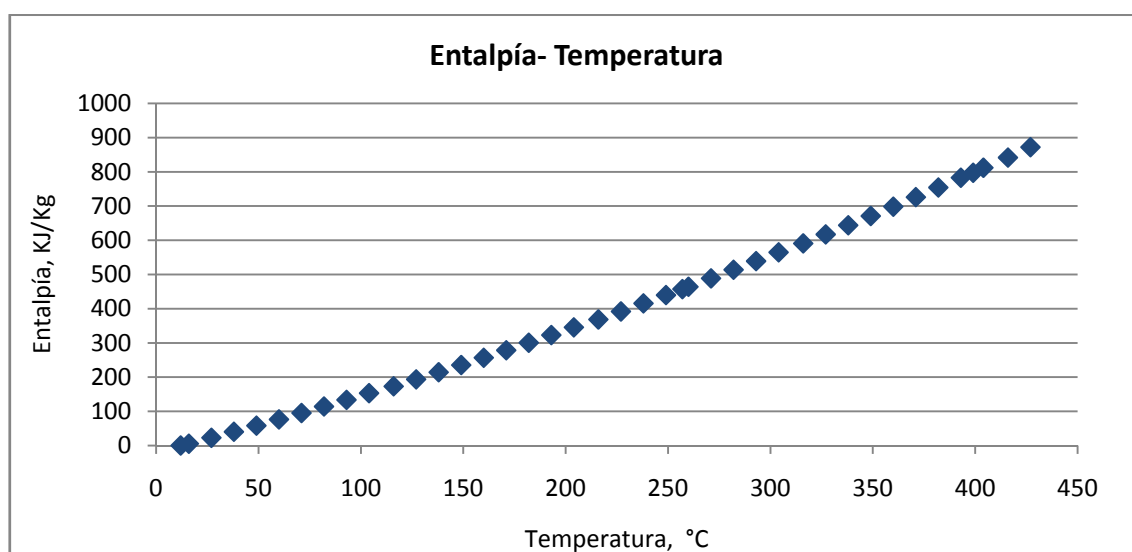


Figura 4.3 Therminol VP-1. Entalpía vs. Temperatura

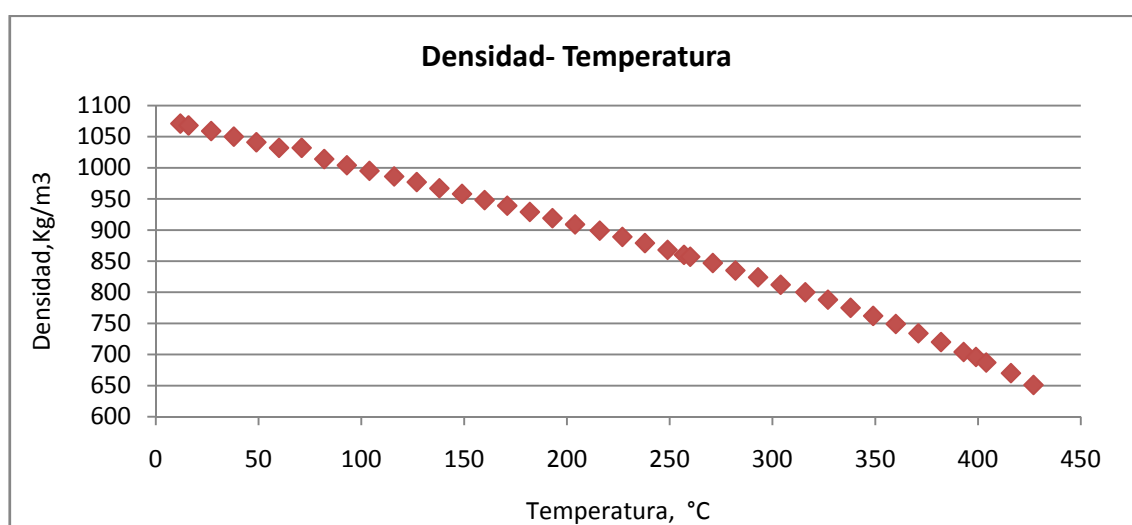


Figura 4.4 Therminol VP-1. Densidad vs. Temperatura

4.3.2 Características del colector

Se ha seleccionado el colector Eurotrough -150 cuyas características se recogen en la tabla 4.2. Se ha considerado un factor de ensuciamiento de los colectores del 95% y una disponibilidad del campo solar (debido a roturas de componentes) del 97%.

Tabla 4.2 Características del colector ET-150

Ancho de apertura	m	5,77
Longitud total de cada colector	m	150
Área de apertura del colector	m ²	817,5
Longitud focal	m	1,71
Longitud del absorbedor	m	4,1
Radio exterior del absorbedor	m	0,035
Radio interior del absorbedor	m	0,0325
Distancia entre filas de colectores	m	17
Número de módulos		12
Número de reflectores		336
Número de tubos absorbedores		36
Rto. Óptico pico	%	78
Factor de ensuciamiento	%	95
Disponibilidad	%	97

4.3.3 Pérdidas en el colector

La transformación de la radiación solar en energía térmica que se produce en el CCP conlleva unas pérdidas o rendimientos. Las pérdidas son de tres clases: ópticas, geométricas y térmicas.

4.3.3.1 Pérdidas geométricas

La geometría del canal parabólico lleva asociada una disminución del área efectiva de captación. Estas pérdidas se dividen en dos grupos:

Pérdidas inherentes a cada colector: son las debidas al ángulo de incidencia de la radiación solar respecto a la normal del plano de apertura del colector. Como se puede apreciar en la figura 4.5, el ángulo de incidencia es aquel que está formado por la DNI que incide sobre el plano de apertura del CCP y la normal a dicho plano.

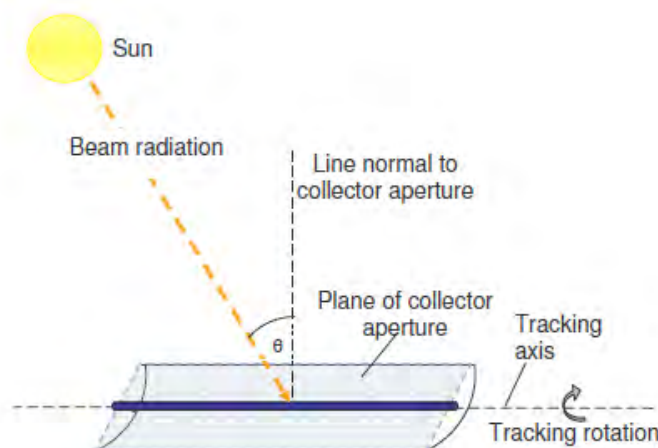


Figura 4.5 Ángulo de incidencia en un CCP

Como consecuencia de este ángulo existe una pérdida de superficie reflexiva útil en los extremos del colector. Por tanto, el ángulo de incidencia tiene gran importancia sobre el comportamiento térmico de colector puesto que limita la cantidad de radiación solar que se puede aprovechar. El ángulo de incidencia en el punto de diseño viene determinado por la ecuación:

$$\cos(\varphi) = \sqrt{\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta) \cdot \sin^2(\omega)} = \sqrt{0,968 + 0,842 \cdot 0} = 0,984$$

Dónde:

φ : Ángulo de incidencia (°)

θ_z : Ángulo cenital (complementario de la elevación solar) (°)

δ : Ángulo de declinación solar (°)

ω : Ángulo horario (°)

De manera que en el punto de diseño el ángulo de incidencia es $\varphi = 10,26^\circ$

Las pérdidas asociadas al ángulo de incidencia son mínimas cuando el ángulo es 0° ($\cos(\varphi) = 1$) y máximas cuando es 90° . Por tanto, cuanto menor sea el ángulo de incidencia, mayor es la energía solar incidente sobre el colector, y mayor es el rendimiento del mismo.

Como se puede observar en la figura 4.6 el ángulo de incidencia varía en función de la hora y del día del año. Así, a las 12 horas solares del 21 de junio tiene un valor mucho más pequeño (10°) que el día 22 de diciembre a esa misma hora (55°).

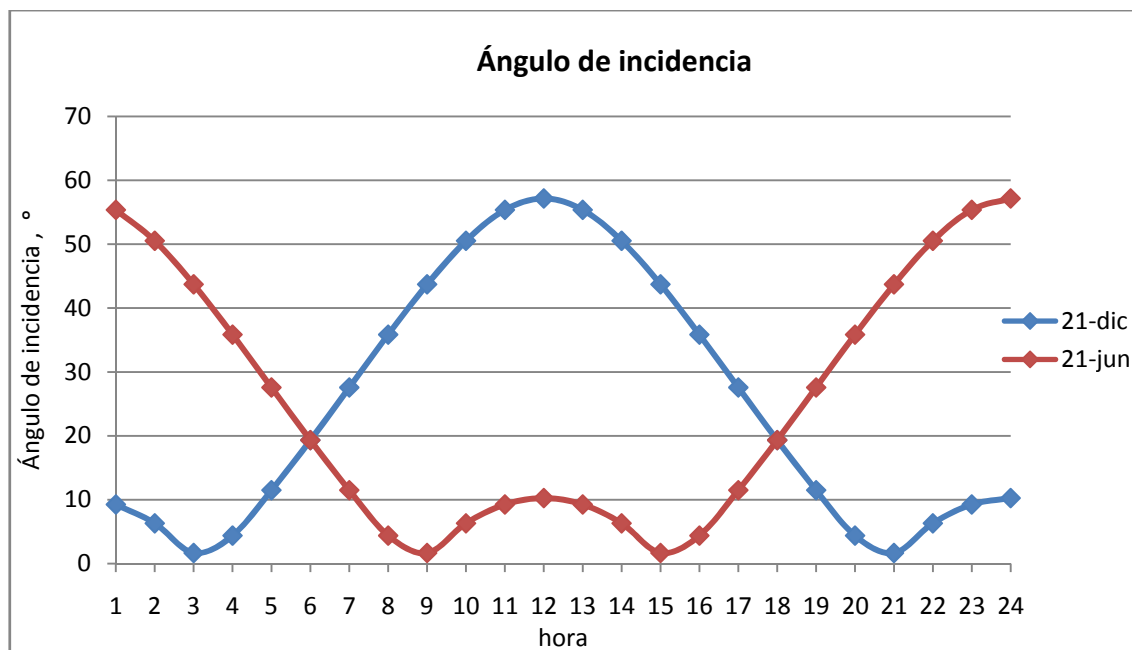


Figura 4.6 Ángulo de incidencia en un día de verano y de invierno

Pérdidas por sombras: se deben a las sombras que una fila de colectores proyecta sobre la fila siguiente. Cuanta mayor distancia exista entre filas paralelas, menores serán las pérdidas. La figura 4.7 ilustra el factor de pérdidas por sombras en un día de verano y de invierno.



Figura 4.7 Factor de pérdidas por sombras

El factor de pérdidas está acotado entre un valor mínimo de 0, cuando las filas están completamente sombreadas, y un valor máximo de 1 en el caso contrario. Durante las primeras horas de la mañana y las últimas de la tarde toma valores inferiores a 1 debido a la disminución de la elevación solar.

En el punto de diseño del campo solar se tiene que:

$$PerdSombras = \frac{L_{filas}}{Ac} \cdot \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\varphi)} = 1,00$$

Dónde:

PerdSombras: Pérdidas debidas a sombras en los colectores (-)

L_{filas}: Espaciamiento entre filas de colectores (m)

Ac : Ancho de apertura del colector (m²)

θ_z: Ángulo cenital (°)

φ : Ángulo de incidencia (°)

4.3.3.2 Pérdidas ópticas

Se deben a imperfecciones en los materiales que componen el colector: la superficie del concentrador no es un reflector perfecto, ni el vidrio del tubo absorbedor es completamente transparente, ni el recubrimiento selectivo del tubo metálico es un absorbedor perfecto.

Los cuatro parámetros que intervienen en las pérdidas ópticas de un canal parabólico son la reflectividad de los espejos parabólicos, la absorptancia del tubo metálico, la transmitancia de la cubierta de vidrio y el factor de interceptación.

- Reflectancia, *ρ*: no toda la energía incidente es reflejada hacia el tubo absorbedor.
- Absortancia, *α*: cantidad de radiación que absorbe la superficie selectiva del tubo metálico.
- Transmitancia, *τ*: de aquella radiación que intercepta el tubo de vidrio, solo una parte consigue atravesarlo.
- Factor de interceptación, *γ*: no toda la radiación reflejada por los espejos acaba incidiendo sobre el tubo absorbedor. Las causas son diversas, imperfecciones en los espejos, un mal posicionamiento de los colectores, etc.

Se llama rendimiento óptico pico del colector, *η_{opt,0°}*, a aquel que tiene en cuenta todas las pérdidas ópticas que tienen lugar en el captador con un ángulo de incidencia de 0°. No depende de la radiación solar ni de la temperatura de trabajo del fluido, pero sí del grado de ensuciamiento del colector ya que afecta a la reflectividad de los espejos y a la transmisividad de la cubierta de vidrio del tubo absorbedor. Su valor viene dado por la expresión:

$$\eta_{opt,0^\circ} = \rho \cdot \alpha \cdot \tau \cdot \gamma = 0,90 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,78$$

Además de las pérdidas debidas al ángulo de incidencia, existen otras pérdidas que se asocian a dicho ángulo. El efecto del ángulo de incidencia en el rendimiento del CCP se cuantifica mediante el modificador por ángulo de incidencia, $K(\varphi)$. Éste considera todas las pérdidas ópticas y geométricas que tienen lugar en el captador para un ángulo de incidencia $\varphi \neq 0$ y que no se tienen en cuenta en el rendimiento óptico pico.

El modificador por el ángulo de incidencia depende directamente del ángulo de incidencia, siendo $K(\varphi) = 1$ para $\varphi = 0^\circ$, y $K(\varphi) = 0$ para $\varphi = 90^\circ$ y se obtiene como función de éste según la expresión:

$$K(\varphi) = 1 - 2,23073 \cdot 10^{-4}(\varphi) - 1,1 \cdot 10^{-4}(\varphi^2) + 3,18596 \cdot 10^{-6}(\varphi^3) - 4,85509 \cdot 10^{-9}(\varphi^4) = 0,989$$

Donde φ , el ángulo de incidencia, viene expresado en grados.

4.3.3.3 Pérdidas térmicas

Las pérdidas térmicas se producen a lo largo del circuito por donde se mueve el fluido térmico principalmente en dos lugares: en el tubo absorbedor y en las tuberías del campo de colectores. De manera que, la potencia térmica disipada en el colector equivale a la suma de las pérdidas térmicas en el receptor y las pérdidas térmicas en las tuberías por donde circula el HTF:

$$Q_{perd} = Perd_{colec} + Perd_{tuberías}$$

Las pérdidas térmicas asociadas al tubo absorbedor, $Perd_{colec}$, se deben a la diferencia de temperaturas entre éste y el ambiente, pudiendo ser por conducción, por radiación y por convección desde el tubo absorbedor al ambiente. Aunque cada una de estas pérdidas podría calcularse aplicando las ecuaciones que rigen los mecanismos de transferencia de calor antes mencionados, en la práctica, las pérdidas térmicas globales en un colector se cuantifican mediante ecuaciones experimentales. Así, las pérdidas térmicas en el tubo absorbedor por metro longitudinal de colector vienen dadas por la ecuación:

$$Perd_{colec} = \frac{Perd1 + Perd2 + Perd3 + Perd4}{T_s - T_e} = \frac{14630,79}{89,86} = 162,82 \text{ W/m}$$

Dónde:

$$Perd1 = (A0 + A5 \cdot \sqrt{v}) \cdot (T_s - T_e)$$

$$Perd2 = (A1 + A6 \cdot \sqrt{v}) \cdot \left(\frac{T_s^2 - T_e^2}{2} - T_{amb} \cdot (T_s - T_e) \right)$$

$$Perd3 = \frac{(A2 + A4 \cdot DNI \cdot K(\varphi) \cdot \cos(\varphi))}{3} \cdot (Ts^3 - Te^3)$$

$$Perd4 = \frac{A3}{4} \cdot (Ts^4 - Te^4)$$

Siendo:

T_s : Temperatura del HTF a la salida del campo solar (393°C)

T_e : Temperaturas del HTF a la entrada del campo solar (303,14 °C)

T_{amb} : Temperatura ambiente en el punto de diseño (33,6 °C)

v : Velocidad del viento en el punto de diseño (3,8 m/s)

Los coeficientes empleados en las fórmulas se recogen en la tabla 4.3.

Tabla 4.3 Coeficientes de pérdidas térmicas

A0	4,05
A1	0,247
A2	-0,00146
A3	5,65E-06
A4	7,62E-08
A5	-1,7
A6	0,0125

Las pérdidas térmicas en las tuberías del campo de colectores, $Perd_{tuberías}$, por unidad de área de apertura del campo solar (W/m^2) vienen dadas por la fórmula empírica:

$$Perd_{tuberías} = 0,01693 \cdot \Delta T - 0,001683 \cdot \Delta T^2 + 6,78 \cdot 10^{-7} \cdot \Delta T^3 = 11,85 \frac{W}{m^2}$$

Siendo ΔT (°C) la diferencia entre la temperatura media del aceite en el campo solar y la temperatura ambiente:

$$\Delta T = \frac{T_s + T_e}{2} - T_{amb} = 331,77 \text{ °C}$$

En general, las pérdidas térmicas en las tuberías del campo de colectores son pequeñas, del orden de 10 W/m^2 .

Finalmente, la potencia térmica disipada por el aceite térmico a su paso por un colector es:

$$\dot{Q}_{perd} = Perd_{colec} \cdot L_{colec} + Perd_{tuberías} \cdot S_c = 24422,88 + 331,77 = 34111,4 \text{ W}$$

4.3.4 Balance energético en el GVS

Para calcular el número de lazos necesarios en el campo solar es necesario conocer primero la potencia térmica que puede aportar el campo solar en el punto de diseño. Para ello, hay que establecer el balance de masas y energía en el GVS.

El GVS se diseña para recuperar la energía del fluido térmico procedente del campo solar, pudiendo operar aunque no haya radiación solar si la instalación cuenta con un sistema de almacenamiento o caldera de gas de apoyo.

4.3.4.1 Datos de partida

La potencia térmica del GVS viene determinada por las condiciones requeridas en el vapor a la salida del sobrecalentador, las condiciones del agua de alimentación procedente de las HRSG y las condiciones del aceite térmico a la salida del campo. Los datos de partida para el balance de energía en el GVS se recogen en la tabla 4.4.

Tabla 4.4 Datos de partida para el balance energético en el GDV

Agua de alimentación		
Caudal	kg/s	27
Temperatura	° C	221,7
Presión	bar	109,6
Entalpía (*)	kJ/kg	951,5
Vapor solar (sobrecalentado)		
Temperatura	° C	380,0
Presión	bar	106,6
Entalpía	kJ/kg	3018,6
Aceite térmico		
Temperatura entrada al sobrecalentador	° C	390
Presión entrada al sobrecalentador	bar	25

Entalpía del agua de alimentación a la entrada del economizador. Antes de llegar al economizador, la bomba de alimentación del campo solar eleva la presión del agua que sale de las HRSG hasta 109,6 bar.

Las caídas de presión en el lado del aceite y del agua-vapor se recogen en la tabla 3.2.

4.3.4.2 Metodología de cálculo

Para cada intercambiador de calor (economizador, evaporador y sobrecalentador) se cumple que la cantidad de calor transferido por unidad de tiempo permanece constante o lo que es lo mismo, la energía total es la misma antes y después de cada transformación. El balance energético en un intercambiador de calor se resuelve mediante la ecuación:

$$\dot{m}_1 \cdot \Delta H_1 = \dot{m}_2 \cdot \Delta H_2$$

Además, para cada fluido de forma individual se cumple que:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = \dot{m} \cdot (h_s - h_e)$$

Donde:

ΔH : Diferencia de entalpías a la entrada y a la salida del intercambiador (kJ/kg)

Q : Potencia térmica intercambiada (kW)

\dot{m} : Caudal másico (kg/s)

c_p : Calor específico (kJ/kg °C)

ΔT : Diferencia de temperaturas a la entrada y la salida del intercambiador (°C)

h_e, h_s : Entalpías a la entrada y a la salida respectivamente (kJ/Kg)

Y según el teorema de conservación de la masa, se tiene que:

$$\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sale}$$

En la figura 4.8 se presenta un esquema de temperaturas del intercambiador aceite-agua. Las temperaturas T6 y T7 se corresponden con la temperatura de saturación a la presión del vapor (316,5 °C). A la salida del sobrecalentador las condiciones del vapor solar son 380 °C (T5) y 106,6. Esta presión es igual a la presión de entrada del vapor solar a la HRSG (105,6 bar) asumiendo que la pérdida de carga es 1 bar. Por otro lado, se ha considerado que la pérdida de temperatura del aceite desde que sale del campo y hasta que entra en el GDV es de 3 °C, por lo que a la entrada del sobrecalentador su temperatura, T1, es 390 °C.

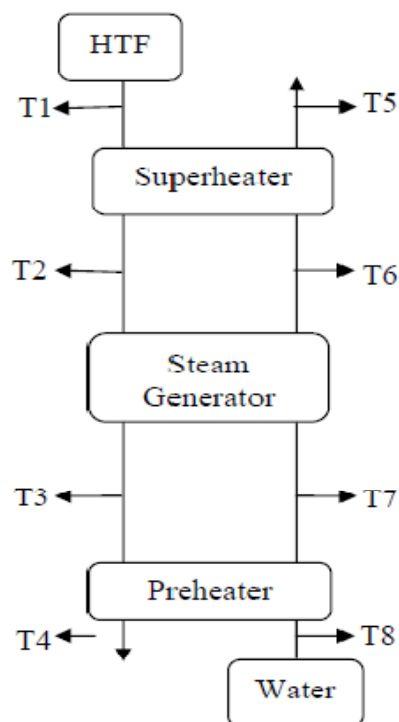


Figura 4.8 Esquema de temperaturas del GDV

Los valores de temperatura, presión y caudal de diseño del GVS obtenidos a partir de las fórmulas anteriormente descritas se recogen en la tabla 4.5. La nomenclatura hace referencia a la figura 4.8.

Tabla 4.5 Condiciones de diseño del GVS

m aceite (kg/s)	274			
m agua/vapor (kg/s)	27			
aceite	1	2	3	4
T (°C)	390	378,3	327,5	306,1
P (bar)	25	24	22,5	21
h (kJ/Kg)	775,3	744,9	618,4	569,5
agua/vapor	5	6	7	8
T (°C)	380	316,5	316,5	221,7
P (bar)	106,6	107,6	108,1	109,6
h (kJ/Kg)	3018,6	2713,9	1442,6	951,5

La gráfica 4.9 ilustra el intercambio térmico entre los dos fluidos del GDV: el aceite térmico y el vapor solar. En el evaporador, este intercambio es mayor debido al cambio de fase agua-vapor que se produce a temperatura constante (calor latente).

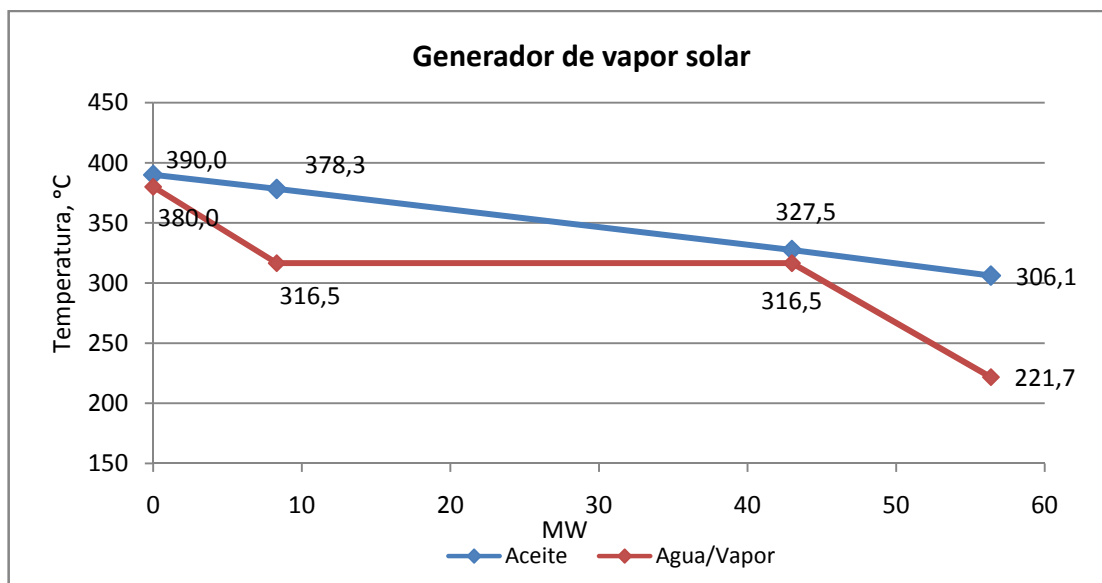


Figura 4.9 Operación del generador de vapor solar.

Teniendo en cuenta una caída de temperatura de 3 °C en el aceite térmico desde que sale del economizador y hasta que vuelve a entrar en el campo solar, la temperatura de entrada al campo solar es 303,14 °C, siendo su entalpía a dicha temperatura 562,9 kJ/kg. A la temperatura de salida del campo, 393 °C, la entalpía del aceite es 783,1 kJ/kg. Por lo tanto, la potencia térmica que aporta el campo solar al ciclo en el punto de diseño es igual a:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_{393} - h_{303}) = 274 \cdot (783,1 - 562,9) = 60\,340,6 \text{ kW}$$

La tabla 4.6 recoge la potencia térmica útil del GVS, que es igual a la suma de las potencias intercambiadas en el sobrecalentador, el evaporador y el economizador. Los valores porcentuales corresponden a la contribución individual de cada intercambiador sobre el total de la potencia intercambiada en el GVS.

Tabla 4.6 Potencia térmica del GVS y del campo solar en el punto de diseño

Sobrecalentador	8311 kW	14,7%
Evaporador	34671 kW	61,5%
Economizador	13393 kW	23,8%
Potencia útil intercambiada	56,37 MWt	100%
Potencia térmica útil del campo solar	60,34 MWt	

4.3.5 Balance energético en un CCP

Como consecuencia de las pérdidas térmicas que tiene lugar en un CCP, la energía térmica útil en el HTF es menor que la energía solar absorbida por el colector. Teniendo en cuenta estas pérdidas, la potencia térmica útil por colector será igual la diferencia entre los calores absorbido y perdido:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{Q}_{\text{abs}} - \dot{Q}_{\text{perd}}$$

Donde,

$\dot{Q}_{\text{útil}}$: Potencia térmica útil por colector (W)

\dot{Q}_{abs} : Calor absorbido por el HTF (W)

\dot{Q}_{perd} : Pérdidas térmicas del HTF al ambiente (W)

Las pérdidas térmicas en el aceite térmico han sido calculadas en el apartado 4.3.3.3

Un colector, como todos los sistemas de concentración de la energía solar, solo puede aprovechar la radiación solar que incide normal a su plano de apertura. De esta forma, la energía solar por unidad de tiempo y en el punto de diseño, que incide sobre la superficie de apertura de un CCP viene dada por la ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{sol}} = DNI \cdot \cos(\varphi) \cdot Sc = 684,55 \text{ kW}$$

Dónde:

DNI : Radiación normal directa (851 W/m²)

φ : Ángulo de incidencia (10,26 °)

Sc : Área de apertura del colector (817,5 m²)

La potencia absorbida por el colector, \dot{Q}_{abs} , va a ser menor que la \dot{Q}_{sol} ya que ésta última no tiene en cuenta las pérdidas ópticas y geométricas en el colector, ni la limpieza de los espejos, ni la disponibilidad del campo solar.

La radiación solar absorbida en un colector CCP viene dada por la ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = DNI \cdot \cos(\varphi) \cdot K(\varphi) \cdot \eta_{\text{opt},0^\circ} \cdot \text{PerdSombras} \cdot Fc \cdot Fdisp$$

Siendo:

Fc : Factor de ensuciamiento de los espejos (95 %). Tiene en cuenta que aunque los espejos se limpien, no recuperan su estado inicial.

$Fdisp$: Factor de disponibilidad (97 %). Fracción del campo solar que está en operación y captando la energía solar.

Y en el punto de diseño:

$$\dot{Q}_{abs} = 851 \cdot 0,984 \cdot 0,989 \cdot 0,78 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 486641 \text{ W}$$

Las figuras 4.10 y 4.11 muestran la radiación normal directa, la irradiación solar incidente y la potencia absorbida por unidad de área de apertura del colector (W/m^2) a lo largo de los días 21 de junio (solsticio de verano) y 21 de diciembre (solsticio de invierno) respectivamente.

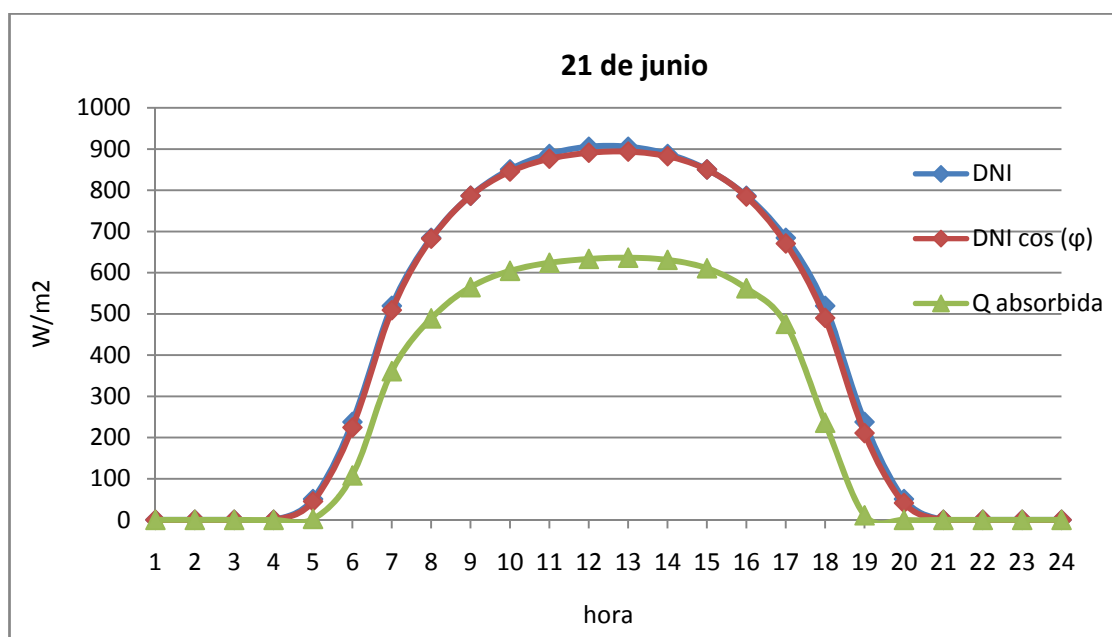


Figura 4.10 Energía absorbida en el punto de diseño

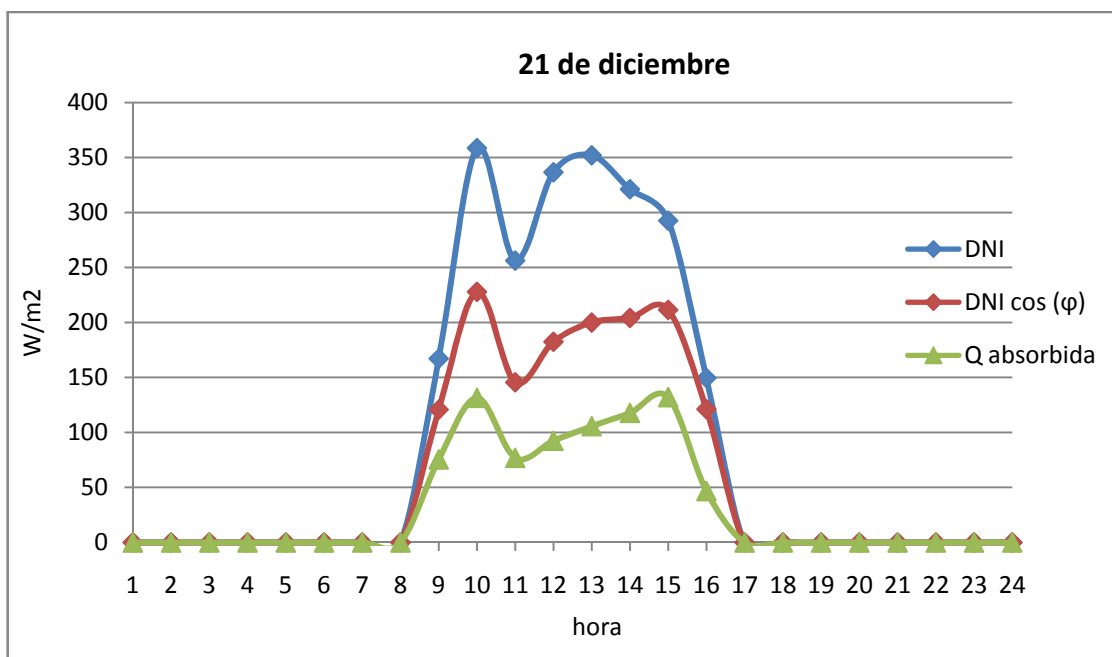


Figura 4.11 Energía absorbida en un día de invierno

El ángulo de incidencia en un día de verano es más pequeño que en un día invierno por lo que la diferencia entre la DNI y la energía solar incidente sobre el campo solar, es mucho menor el 21 de junio. La potencia absorbida en el punto de diseño es 8 veces superior que en el 21 de diciembre.

Volviendo a la ecuación principal que rige el balance energético en un colector cilindro parabólico, se tiene que, la potencia térmica útil por colector ET-150, a las 12 horas solares del día 21 de junio es:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{Q}_{\text{abs}} - \dot{Q}_{\text{perd}} = 486,6 - 34,1 = 452,5 \text{ KW}$$

El rendimiento global de un CCP viene dado por el cociente entre el aumento de entalpía en el FTH a su paso por el colector y la energía solar incidente sobre el captador.

$$\eta_{\text{colec}} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{Q}_{\text{sol}}} = \frac{452,5}{685,5} \cdot 100 = 66 \%$$

4.3.6 Cálculo del número de lazos

Los cálculos que se han desarrollado en los apartados anteriores determinan los parámetros de diseño del campo solar y constituyen los datos de partida para el cálculo del número de colectores requeridos en el campo solar para poder alcanzar la potencia térmica demandada al campo solar, 60,34 MW.

En relación al HTF, las condiciones del aceite térmico en el punto de diseño se recogen en la tabla 4.7.

Tabla 4.7 Condiciones del aceite térmico en el punto de diseño

Caudal en el GVS	kg/s	274,0
Temperatura de salida del campo	° C	393,0
Entalpía de salida	kJ/kg	783,1
Temperatura de entrada al campo	° C	303,1
Entalpía de entrada	kJ/kg	562,9
Densidad media	° C	786,90
Viscosidad dinámica media	kg/m ³	1,94E-04
Calor específico medio	kJ/kg °C	2,45

4.3.6.1 Metodología de cálculo

Para determinar el número de lazos necesarios en el campo solar, se ha seguido la siguiente metodología de cálculo:

- Caudal mínimo de circulación del HTF
- Incremento de temperatura del HTF en un colector
- Numero de colectores necesarios por lazo
- Incremento de temperatura y caudal de HTF por colector en el punto de diseño
- Número de lazos en el campo solar

Caudal mínimo de circulación del HTF

En invierno se dan las condiciones más desfavorables para el campo solar. La energía captada puede ser un 30 % inferior que en verano. Para asegurar que en invierno haya una buena transferencia de calor en el interior del tubo absorbedor, es necesario que el HTF circule siempre en régimen turbulento con un número de Reynolds como mínimo de $2 \cdot 10^5$. Por ello, para las condiciones de diseño de verano se toma un número de Reynolds tres veces superior al mínimo.

El caudal de aceite está controlado por la temperatura de salida del campo. Cuando la radiación solar es baja, el flujo se reduce con el objetivo de mantener la temperatura de salida del campo y, por el contrario, cuando la radiación solar es superior a la del punto de diseño los colectores se desenfocan para evitar que el aceite exceda los 393 °C. La velocidad del HTF por el interior del tubo absorbedor se calcula a partir de la expresión del número de Reynolds:

$$v = \frac{Re \cdot \mu}{D \cdot \rho} = \frac{600000 \cdot 0,000194}{0,065 \cdot 786,9} = 2,28 \text{ m/s}$$

Dónde:

v : Velocidad del HTF por el interior del tubo absorbedor (m/s)

Re : Número de Reynolds (-)

μ : Viscosidad dinámica del HTF a la temperatura media de trabajo (Pa.s)

D : Diámetro interior del tubo absorbedor (m)

ρ : Densidad del HTF a la temperatura media de trabajo (kg/m³)

Para cumplir con los requisitos de flujo turbulento, el caudal mínimo de aceite que circula por un lazo en el punto de diseño es:

$$\dot{m} = v \cdot S \cdot \rho = 2,28 \cdot 0,0033 \cdot 786,9 = 5,95 \text{ kg/s}$$

Siendo S , en m², la sección transversal interior del tubo absorbedor.

Incremento de temperatura del HTF en un colector

La potencia térmica útil del colector se invierte en aumentar la temperatura del aceite. De esta forma, el incremento de temperatura que sufre el aceite térmico a su paso por un colector, es decir, desde que entra en el colector y hasta que sale del mismo, es:

$$\Delta T_{colec} = T_s - T_e = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{m} \cdot C_p} = \frac{452,529}{5,95 \cdot 2,45} = 31,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ΔT_{colec} : Incremento de temperatura del aceite térmico en el colector ($^\circ\text{C}$)

T_e, T_s : Temperatura del HTF a la entrada y a la salida del colector respectivamente ($^\circ\text{C}$)

$\dot{Q}_{\text{útil}}$: Potencia térmica útil por colector (W)

\dot{m} : Caudal másico de aceite térmico por colector (kg/s)

C_p : Calor específico del aceite térmico a la temperatura media de trabajo (kJ/kg $^\circ\text{C}$)

Número de colectores necesarios por lazo

El incremento total de temperatura del HTF por lazo, ΔT_{lazo} , es igual a la diferencia entre las temperaturas a la salida y a la entrada del campo solar. Por tanto, el número teórico de colectores en serie por lazo será igual a:

$$N_{colec} = \frac{\Delta T_{\text{lazo}}}{\Delta T_{colec}} = \frac{393 - 303}{31,05} = \frac{90}{31,05} = 2,89 \text{ colectores}$$

N_{colec} : Número teórico de colectores por lazo

ΔT_{lazo} : Incremento de temperatura por lazo ($^\circ\text{C}$)

Puesto que cada lazo está compuesto por dos filas de colectores es necesario que el número de colectores sea un número entero y par. Redondeando, se tiene que por cada lazo son necesarios 4 colectores unidos en serie.

Incremento de temperatura y caudal de HTF por colector en el punto de diseño

Con 4 colectores el salto térmico por lazo sería de 124,2 $^\circ\text{C}$. Esto implica que para conseguir un salto térmico por lazo de 90 $^\circ$, es necesario aumentar el caudal másico de aceite por lazo para así poder alcanzar la temperatura de salida del vapor en el sobrecalentador. Por tanto, el salto de temperatura del HTF a su paso por un colector es 22,46 $^\circ\text{C}$ y el nuevo caudal másico de aceite por lazo así como la nueva velocidad del aceite, calculados a partir de las expresiones anteriores, son 8,23 kg/s y 3,15 m/s respectivamente.

Número de lazos en el campo solar

A diferencia del número de colectores que viene fijado por el salto de temperatura del aceite térmico en el campo, el número de lazos paralelos que conforman el campo solar depende de la potencia térmica demanda por el campo, en este caso 60,34 MWt. El número de lazos es igual al cociente entre la potencia térmica del campo solar y la potencia térmica útil por colector:

$$N_{\text{laços}} = \frac{\dot{Q}_{\text{campo}}}{\dot{Q}_{\text{útil}}} = \frac{60341}{1810} \approx 34 \text{ laços}$$

$N_{\text{laços}}$: Número de lazos

\dot{Q}_{campo} : Potencia térmica del campo solar (kW)

$\dot{Q}_{\text{útil}}$: Potencia térmica útil por colector (kW)

4.3.7 Múltiplo solar

En Argelia, para poder recibir una prima sobre el precio de venta de la energía eléctrica producida a partir de la energía solar es necesario que la contribución solar sobre el total de la producción anual de la planta ISCC sea, como mínimo, de un 5 %.

Para poder cumplir con este objetivo, es necesario sobredimensionar el campo ya que si no, en los meses de menor DNI, el campo solar no podrá aportar toda la potencia térmica requerida. Por esta razón, es habitual sobredimensionar el campo solar de modo que pueda captar más potencia térmica. El grado de sobredimensionamiento respecto del punto de diseño se denomina múltiplo solar.

Para poder llegar al objetivo del 5% de contribución solar es necesario un múltiplo solar de 2,1 respecto del valor obtenido el 21 de junio a las 12 horas solares. De esta manera, el campo solar está formado por 288 colectores, formando 72 lazos paralelos y con una superficie total de captación de 23 5440 m².

Esto implica que en los días de elevado nivel de radiación, la producción de calor en el campo solar es muy superior a la capacidad de diseño del generador de vapor, y por lo tanto es necesario desfocar los colectores (dumping).

Por otro lado, en las situaciones en que el nivel de radiación solar es bajo, el hecho de disponer de un campo solar muy sobredimensionado supone una mayor producción de calor. En la tabla 4.8 se resumen las características principales del campo solar en el punto de diseño.

Tabla 4.8 Parámetros de diseño del campo solar

Temperatura ambiente	33,6 °C
Humedad relativa	20%
Día/hora	21 junio/ 12.00 h
Radiación Normal Directa	851 W/m ²
Ángulo de incidencia	10,26 °
Pérdidas por sombras	1
Rendimiento óptico pico	78%
Modificador del ángulo de incidencia	0,989
Factor de ensuciamiento	95%
Disponibilidad	97%
Temperatura de entrada aceite	303,14 °C
Temperatura de salida aceite	393 °C
Caudal de aceite	274 kg/s
Vapor sobrecalentado	380 °C/106,6 bar
Agua alimentación	221,7 °C/109,6 bar
Caudal de vapor	27 kg/s
Tecnología solar	CCP
Orientación de los colectores	N-S
Número de lazos	72
Número de colectores	288
Superficie total de captación	235440 m ²
Múltiplo solar	2,1
Potencia térmica del campo solar	60,34 MW
Potencia térmica máxima utilizable (1)	56,37 MW
Potencia eléctrica bruta	20 MW

(1) La potencia térmica del campo solar está limitada por la capacidad del GVS.

4.4 Alternativa: ISCC con almacenamiento

Sobre el campo solar dimensionado en el apartado anterior, se ha considerado la alternativa de incluir un sistema de almacenamiento térmico con sales fundidas.

La radiación solar es una fuente de energía intermitente. Durante la noche y en transitorios de alternancia sol-nubes no se puede disponer de ella. La incorporación de un sistema de almacenamiento térmico en el campo solar presenta las siguientes ventajas:

- Reduce el dumping y, por lo tanto, aumenta la producción eléctrica en la turbina de vapor, con lo que el ratio de contribución solar sobre el total de la producción eléctrica de la planta ISCC aumenta.
- Se dispone de energía en horas en las que no hay radiación solar.
- Gestionabilidad de la planta: Cuando no se dispone de radiación solar o en transitorios, el sistema de almacenamiento térmico proporciona la energía térmica al ciclo combinado. Además, permite cubrir los picos de demanda a primera hora de la mañana y a última hora de la tarde.
- En ausencia de radiación solar el GVS puede estar en operación aportando vapor al ciclo combinado.

4.4.1 Principio de funcionamiento y equipos principales

El sistema de almacenamiento consiste en dos tanques: tanque frío y tanque caliente. El medio de almacenamiento seleccionado son sales fundidas de nitratos. La energía contenida en el aceite térmico proveniente del campo solar es almacenada en forma de calor sensible (aumento de temperatura en las sales).

Cuando el caudal de aceite térmico en el campo supera el caudal de diseño, en vez de enfocar los colectores, el exceso de aceite se hace circular por un intercambiador aceite-sales y de esta forma, el aceite transfiere su energía térmica a las sales (carga). En el proceso de carga, las sales fundidas se mueven del tanque frío al tanque caliente a través del intercambiador. Durante la noche o cuando no se dispone de radiación solar, se produce la descarga del tanque caliente; las sales calientes pasan a través del intercambiador aceite-sales, transfieren su energía térmica al aceite y retornan al tanque frío. El aceite caliente pasa a través del GVS produciendo vapor que posteriormente es incorporado al ciclo combinado.

El intercambiador aceite-sales puede operar en ambos sentidos: cuando hay necesidad de almacenamiento de calor, el HTF cede su energía a las sales (carga) y cuando hay necesidad de aporte de calor, las sales fundidas transfieren el calor al aceite (descarga). El intercambiador es de tipo carcasa-tubo, circulando las sales por el lado de la carcasa.

Las sales fundidas consisten en una mezcla de sales fundidas cuya composición en peso es 60 % de NaNO_3 y 40 % de KNO_3 . El rango de temperaturas de trabajo es 260-621 °C. El principal problema que presenta la sal solar es su elevado punto de solidificación que tiene lugar a 221 °C, por lo que los tanques cuentan con serpentines eléctricos en la base para calentar las sales en el caso de que su temperatura descienda por debajo de los 260°C y evitar así su solidificación.

Tanques de de sales fundidas: cada tanque, aislado térmicamente, tiene capacidad suficiente para contener el volumen total de las sales de trabajo. La temperatura de operación del tanque frío es 292 °C evitando así la solidificación de las sales. La temperatura del aceite a la salida del campo solar determina la temperatura máxima que se puede alcanzar en el tanque caliente, en este caso 383 °C.

Bombas de sales fundidas: el manejo de sales fundidas se hace con dos tipos de bombas: bombas de sales calientes y las bombas de sales frías de eje vertical e instaladas en la parte superior de los respectivos tanques de almacenamiento. Su función es impulsar las sales desde un tanque de almacenamiento a otro, previo paso por los intercambiadores HTF-sales.

4.4.2 Capacidad del sistema de almacenamiento

Para el dimensionamiento del sistema de almacenamiento se ha partido del campo solar ya calculado por lo que sus prestaciones en esta alternativa son las mismas.

La potencia térmica útil del campo solar está condicionada por la potencia térmica del GVS y que en el punto de diseño es 60,34 MW. Al haber sobredimensionado el campo solar, la potencia térmica que es capaz de aportar el campo en el punto de diseño es superior a 60,34 MW existiendo, por tanto, un exceso de energía que se denomina dumping. Para aprovechar este superávit de energía, se incorpora un sistema de almacenamiento, de manera que el excedente energético o dumping que no puede ser aprovechado en el GVS se destina a almacenamiento térmico.

Para establecer la capacidad del sistema de almacenamiento o número de horas de almacenamiento equivalente a la capacidad nominal se ha tomado como condición de diseño el 21 de junio. Como ya se ha dicho anteriormente, la energía que puede ser destinada al sistema de almacenamiento térmico va a ser igual a la diferencia entre la energía producida en el campo solar y la energía consumida o energía útil del mismo.

En la figura 4.12 se puede ver la energía producida y consumida en el campo solar el 21 de junio, donde el área rayada en verde representa el superávit de energía en el campo solar. Por tanto, la capacidad del sistema de almacenamiento va a ser, como máximo, igual al dumping en el campo solar (área comprendida entre las curvas de energía producida y energía consumida).

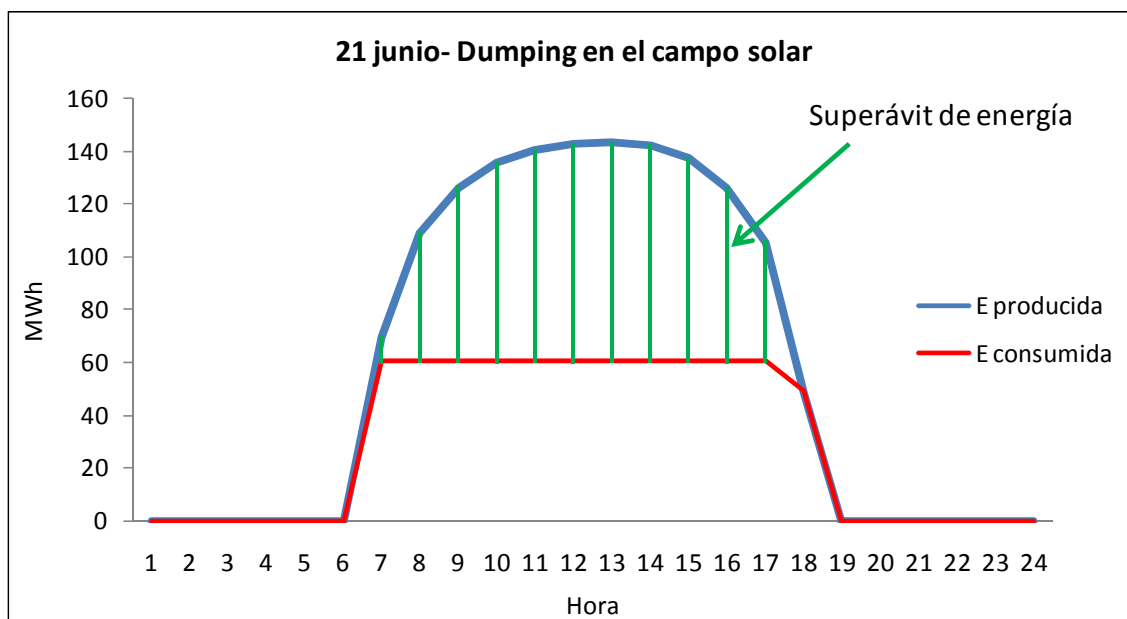


Figura 4.12 Energía excedente en el campo solar el 21 de junio

Por tanto, para el 21 de junio se tiene que:

$$dumping = E_{producida} - E_{consumida} = 1423,96 - 712,61 = 711,35 \text{ MWh}$$

Dónde:

$E_{producida}$: Energía producida en el campo solar el 21 de junio (MWh)

$E_{consumida}$: Energía consumida en el campo solar el 21 de junio (MWh)

El número máximo de horas de almacenamiento térmico equivalente a la capacidad nominal del campo solar será igual al cociente entre el superávit de energía en el campo solar el 21 de junio y la potencia térmica útil del campo solar en el punto de diseño.

$$horas_{almacen\ max} = \frac{dumping}{\dot{Q}_{campo}} = \frac{711,35 \text{ MWh}}{60,34 \text{ MW}} = 11,8 \text{ h}$$

A pesar de que se podría disponer de un sistema de almacenamiento de hasta 11,8 horas equivalentes, se ha decidido diseñarlo para almacenar 7,5 horas ya que es el número de horas equivalentes de las plantas existentes. Además, esa capacidad de tanque sólo se utilizaría en los momentos de alta radiación solar, siendo infrutilizado el resto del tiempo.

4.4.3 Balance energético en el intercambiador aceite-sales

El intercambiador aceite-sales se diseña para descargar la capacidad del HTF. La potencia térmica en el intercambiador aceite-sales será igual a la potencia térmica del campo solar en el punto de diseño, ya que es la máxima potencia que puede ceder el aceite térmico. Por tanto, la cantidad de energía térmica que se puede almacenar es:

$$Energia_{almacen} = \dot{Q}_{campo} \cdot h_{almacen} = 60,34 \cdot 7,5 = 452,5 \text{ MWh}$$

Donde:

\dot{Q}_{campo} : Potencia térmica del campo solar (MW)

$h_{almacen}$: Horas de almacenamiento equivalentes a la capacidad nominal

Para calcular el caudal de sales (kg/s) que circula por el intercambiador basta con aplicar la ecuación que sigue a continuación donde Q (kW) es la potencia térmica del campo solar, C_p (kJ/kg K) es el calor específico de las sales en condiciones medias de operación y ΔT es la diferencia de temperaturas de las sales a la salida y a la entrada del intercambiador.

$$\dot{m}_{sales} = \frac{\dot{Q}_{campo}}{C_p \cdot \Delta T} = \frac{60340,6}{1,506 \cdot (383 - 293,14)} = 445,7 \text{ kg/s}$$

Se ha considerado un pinch point (ΔT de temperatura) entre ambos fluidos de 10 °C. Teniendo en cuenta que la temperatura del aceite a la salida del campo es 393 °C, se tiene que la temperatura máxima del tanque caliente es 383 °C. Por tanto, el salto térmico que experimenta cada fluido a su paso por el intercambiador es de 89,86 °C.

En la descarga, la temperatura de salía del aceite térmico es 373 °C, es decir, 20 °C inferior respecto de la temperatura a la que sale del campo de colectores, por lo que a la salida del GVS el vapor se encuentra a 360 °C (en vez de 380 °C).

La tabla 4.9 recoge los resultados derivados del balance energético en el intercambiador aceite-sales así como las condiciones medias de operación de la sal solar.

Tabla 4.9 Condiciones de trabajo del intercambiador aceite-sales

		CARGA		DESCARGA	
		entrada	salida	entrada	salida
ACEITE					
Caudal	Kg/s	274,0	274,0	280,4	280,4
Temperatura	°C	393	303,1	283	373,0
Entalpía	KJ/Kg	783,1	562,9	516,1	731,3
SALES					
Caudal	Kg/s	445,7	445,7	445,7	445,7
Temperatura	°C	293	383	383	293
Cond. medias sales					
Cp	KJ/Kg °K	1,51			
Densidad	Kg/m ³	1873,68			
Calor intercambiado	KW	60340,57			

4.4.4 Cantidad de sales y volumen del tanque

De acuerdo con la figura 4.13 la densidad de la sales varía proporcionalmente con la temperatura de manera que, para albergar la misma cantidad de sales el volumen del tanque caliente debe ser superior al del tanque frío.

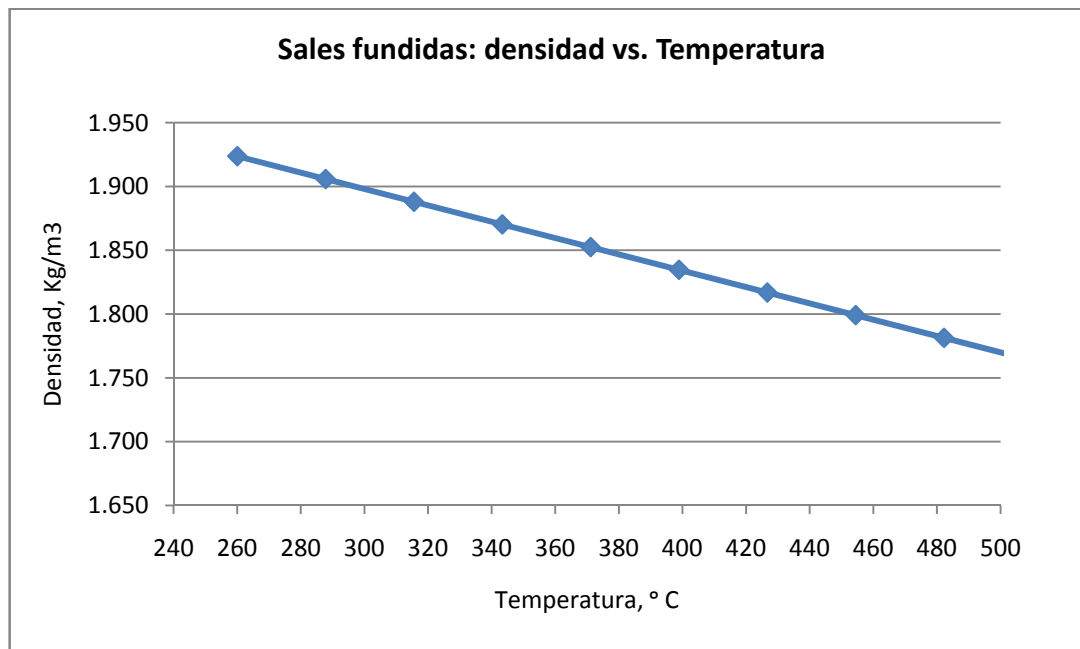


Figura 4.13 Variación de la densidad de las sales fundidas con la temperatura

Los kilogramos de sales necesarios para almacenar 452,5 MWh se calculan según la expresión:

$$m_{sales} = \frac{E_{almac}}{\Delta T \cdot cp} = \frac{452544,31 \cdot 3600}{(383 - 293,14) \cdot 1,506} = 12035242 \text{ kg}$$

Por tanto, son necesarias 12 035 toneladas de sales fundidas para poder almacenar la energía procedente del campo solar durante 7,5 horas equivalentes a la capacidad nominal.

Se ha considerado que el volumen de ambos tanques es el mismo. Al aumentar la temperatura de las sales, la densidad disminuye. Por ello, para establecer el volumen del tanque se ha tomado la máxima temperatura en el tanque caliente, 380 ° C, que corresponde con el volumen máximo de tanque.

$$V_{tanque} = \frac{m_{sales}}{\rho_{380}} = \frac{12035242}{1844,92} = 6523,43 \text{ m}^3$$

Para minimizar las pérdidas térmicas el tanque, sus dimensiones deben ser tales que minimicen la superficie de contacto con el exterior. Como la construcción de depósitos esféricos es muy costo, se opta por tanques cilíndricos. Las dimensiones de cada tanque son:

- Altura: 12 metros
- Diámetro: 26 metros

En la tabla 4.10 se resumen las características principales del sistema de almacenamiento térmico.

Tabla 4.10 Características del sistema de almacenamiento térmico

Horas equivalentes	h	7,5
Energía almacenada	MWh	452,5
Número de tanques		2
Volumen de cada tanque	m ³	6523,43
Cantidad de sales	ton	12035

4.5 Resultados de la planta ISCC

La tabla 4.11 resume las características principales de la central híbrida ISCC en las condiciones de diseño con y sin contribución solar en el ciclo combinado.

Tabla 4.11 Resumen de las características de la planta en las condiciones de diseño

Ubicación		
Longitud	0° 26' 24" Oeste	
Latitud	33° 42' 36" Norte	
Altitud	1095 m	
Tipo de combustible	Gas Natural	
Poder calorífico inferior	44640 KJ/Kg	
Prestaciones		
	Sin contribución solar	Con contribución solar
Campo Solar		
Potencia térmica	0 MWt	60,34 MWt
Potencia eléctrica equivalente	0 MWe	20 MWe
Turbina de Gas		
Enfriamiento de aire de entrada	Enfriador evaporativo	
Potencia Bruta turbina de gas	2 x 41,5 MW	2x 41,5 MW
Temperatura cámara de combustión	1290 °C	1290 °C
Temperatura gases de escape	548 °C	548 °C
Consumo de gas PCI	223,495 MW	223,495 MW
Caldera de recuperación de calor		
Número de calderas de recuperación	2	
Niveles de presión	3	
Turbina de vapor		
Tipo	Recalentamiento intermedio	
Número de turbinas	1	
Potencia Bruta turbina de vapor	40 MWe	60 MWe
Condiciones vapor principal	514 °C / 100 bar	514 °C / 100 bar
Condiciones vapor recalentado	513,5 °C / 20,8 bar	513,8 °C / 20,8 bar
Generador de vapor solar		
Condiciones vapor solar	-	380 °C / 106,6 bar
Caudal de vapor	-	27 kg/s
Temperatura entrada aceite térmico	-	390 °C
Temperatura salida aceite térmico	-	306,1 °C
Caudal aceite térmico		274 kg/s
Potencia Bruta de la central,	122,7 MWe	143 MWe
Potencia Neta de la central,	119,6 MWe	138,7 MWe
Rendimiento neto, PCI	53,52 %	62,06 %
Consumo específico neto, PCI	6727 kJ/kWh	5800 kJ/kWh

Los resultados derivados de la simulación en el GT-PRO en el punto de diseño se encuentran en el anexo A.

La implantación general de la central ISCC se puede ver en el plano 2 de este documento. La configuración óptima del campo solar es aquella que permite minimizar las pérdidas térmicas en las tuberías distribuidoras de aceite térmico. Por este motivo, se ha seleccionado disponer el campo de colectores en forma rectangular.

En la figura 4.14 se recoge el esquema general del ciclo combinado en las condiciones de diseño con la herramienta GT-PRO.

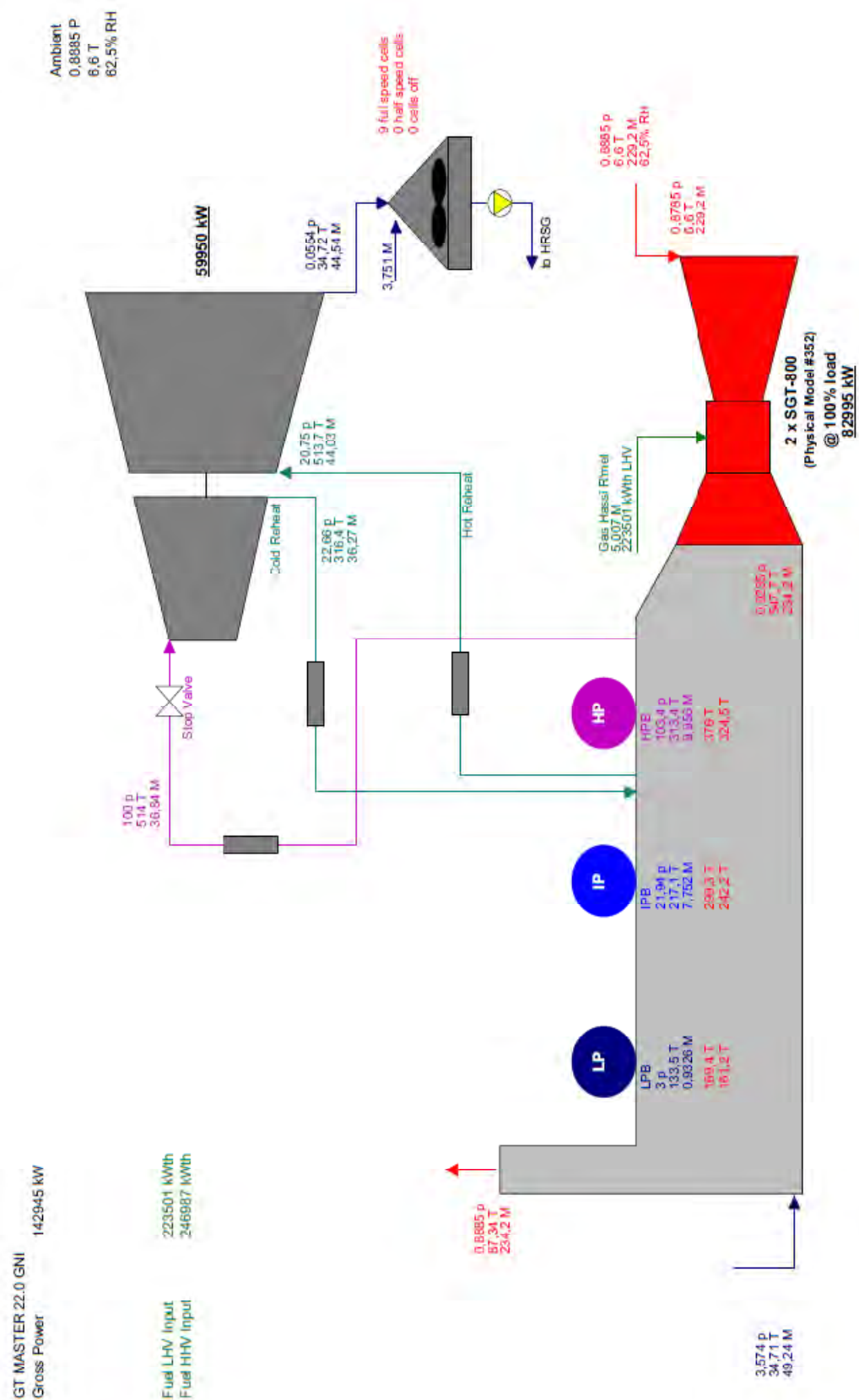


Figura 4.14 Simulación en el GT-PRO del ciclo combinado en las condiciones de diseño

5 BALANCE ANUAL

5.1 Criterios

Para la elaboración de los balances de energía se han seguido una serie de criterios que se presentan a continuación:

- Los balances de energía se han calculado en base horaria. De este modo se ha realizado una simulación de la operación de la instalación hora a hora (8760 horas).
- Se ha considerado la influencia de la temperatura ambiente sobre el rendimiento y la potencia de las turbinas de gas. También se ha considerado la influencia de la radiación solar directa y la temperatura ambiente sobre la producción de vapor solar.
- A efectos de carga se ha considerado que el ciclo opera al 100% de carga durante el tiempo de operación.
- Respecto al campo solar, se ha considerado un factor de ensuciamiento de los colectores del 95%, un rendimiento óptico pico del 78 % y una indisponibilidad del campo solar (debido a roturas de componentes) del 97%.
- Se ha considerado que las pérdidas térmicas del aceite por la noche, lo que lleva a una disminución de su temperatura, se reponen al día siguiente por la radiación solar. De modo que cuando sale el sol, la primera energía captada se utiliza para elevar la temperatura del aceite térmico hasta sus condiciones de operación.
- El ciclo combinado presenta una parada de mantenimiento de 20 días en Noviembre. El ciclo opera, por lo tanto, 345 días/año y el campo solar opera los mismos días que el ciclo combinado.
- Para los balances de energía de la instalación ISCC se han utilizado hojas de cálculo de Excel.

5.2 Balance anual del campo solar

5.2.1 Balance térmico del campo solar

Para calcular la energía útil en el campo solar basta con multiplicar la energía térmica disponible en un colector por el número de colectores. Como se describió en el apartado 4.2 “Dimensionamiento del campo solar”, la potencia térmica útil de un colector es igual a la diferencia entre la potencia absorbida y las pérdidas en el colector.

Partiendo de los datos horarios de temperatura, DNI y velocidad del viento, las características del colector ET-150 y la variación en las propiedades del HTF con la temperatura y, aplicando las fórmulas descritas en el apartado 4 se obtiene para un colector:

- Energía absorbida (Wh): función de la DNI, el ángulo de incidencia, el modificador del ángulo de incidencia, las pérdidas por sombras, el rendimiento óptico pico del colector, etc.
- Pérdidas térmicas (Wh): en el tubo absorbedor y en las tuberías de aceite térmico.

Por tanto, la energía térmica disponible en el campo solar (kWh) será igual a la disponible en un colector por el número de colectores, que en este caso son 288.

La energía térmica máxima utilizable o energía útil del campo está limitada por la capacidad del GVS y que en el punto de diseño es 63,4 MW, es decir, no toda la energía producida puede ser consumida. Cuando la energía producida en el campo solar es superior a la energía útil, los colectores se desenfocan (dumping). A la entrada del economizador del GVS la entalpía del agua de alimentación (221 °C y 109,6 bar) es 951,5 kJ/kg y a la salida del sobrecalentador (380 °C y 106,6 bar) 3018,6 kJ/kg. Como la potencia térmica que aporta el campo solar es conocida, la producción horaria de vapor solar (kg/s) se calcula como el cociente entre la potencia térmica útil del campo (kW) y el incremento de entalpía en el fluido (kJ/kg).

El consumo de auxiliares en el campo solar se debe a las bombas principales de HTF, las bombas anticongelación HTF y las bombas de agua de alimentación a la entrada del GVS.

La figura 5.1 recoge el balance térmico anual, desglosado en meses, del campo solar.

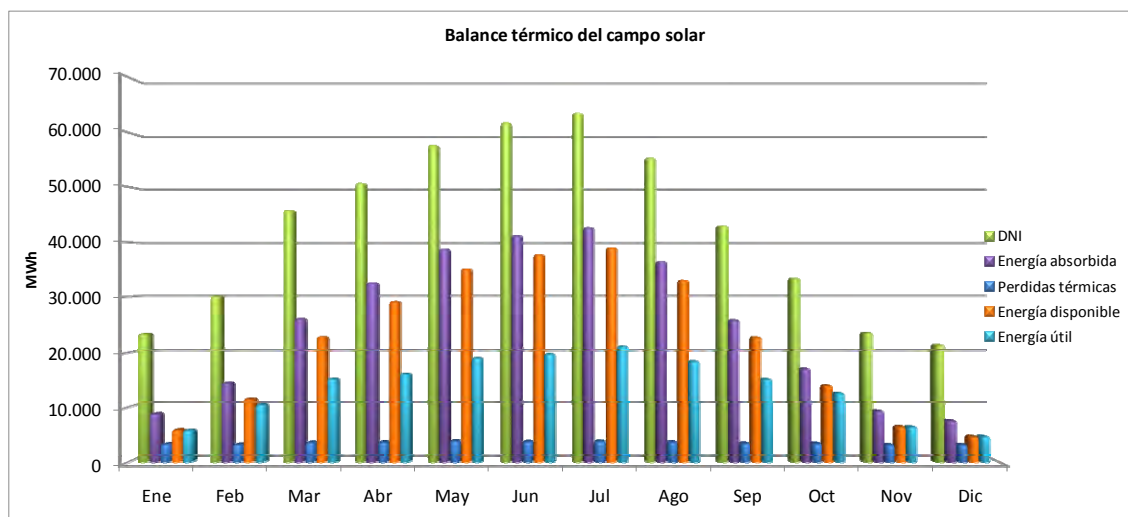


Figura 5.1 Balance térmico anual del campo solar

5.2.2 Comparación de alternativas de campo solar

Para la alternativa de campo solar con almacenamiento térmico, la capacidad de diseño del sistema de almacenamiento 452,5 MWh, siendo la potencia térmica del intercambiador aceite-sale igual a la potencia térmica del campo solar, 60,34 MW.

La figura 5.2 recoge la energía útil del campo solar con y sin almacenamiento a modo de comparación. La energía disponible en el campo es igual en ambos casos ya que el número de lazos es el mismo. Sin embargo, cuando se cuenta con un sistema de almacenamiento térmico el aprovechamiento de la energía disponible es muy superior ya que la energía que no pudo ser conducida al GVS se almacena en los tanques de sales y, por lo tanto, la energía térmica útil es muy superior.

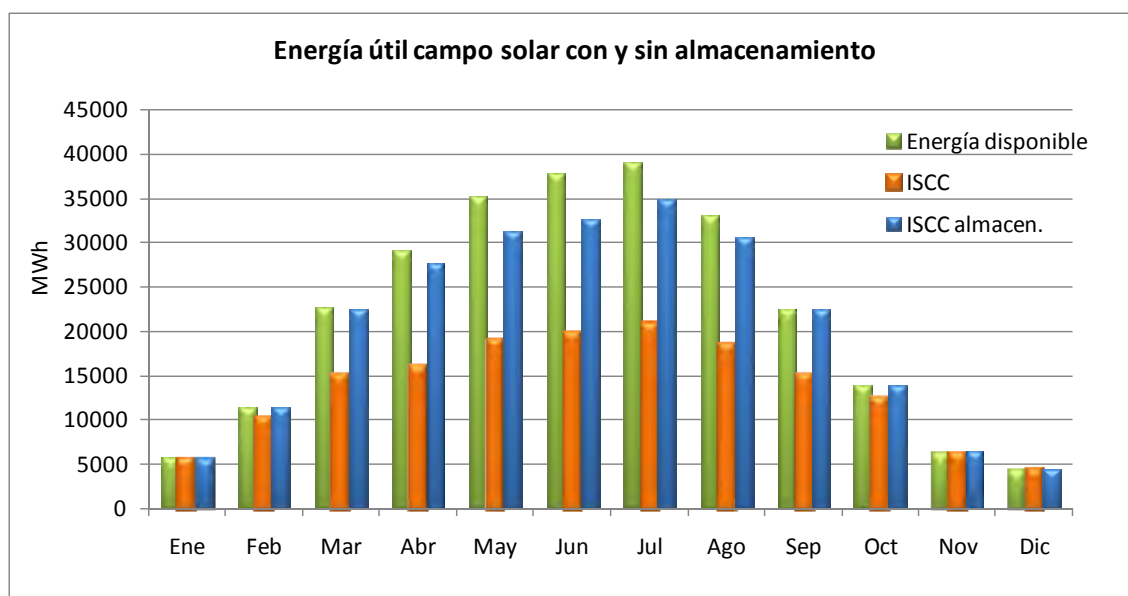


Figura 5.2 Energía útil: comparación alternativas de campo solar

Debido al aumento de la energía térmica útil en el campo solar como consecuencia de incluir un sistema de almacenamiento hace que en esta alternativa la producción de vapor solar sea mayor, ya que aun cuando no se disponga de radiación solar, el GVS puede seguir trabajando (figura 5.3).

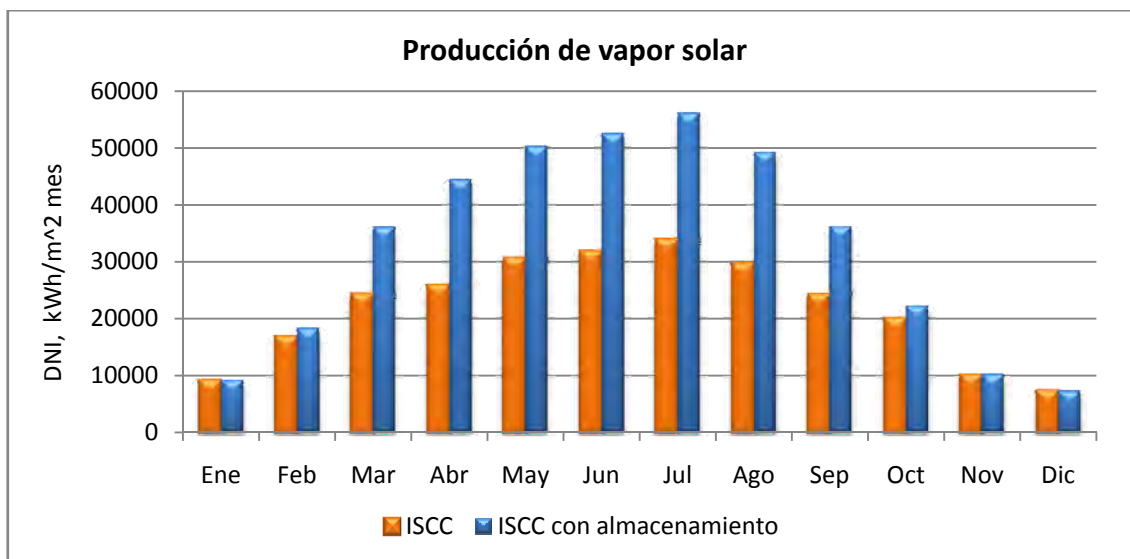


Figura 5.3 Producción de vapor con y sin almacenamiento

Como se puede apreciar en la figura 5.4, el dumping durante los meses de verano es muy superior que en los meses de invierno. Esto se debe a que el campo solar está sobredimensionado con un múltiplo solar de 2,1. Al incorporar el almacenamiento en el campo solar, se consigue reducir considerablemente el superávit de energía. El hecho de que siga existiendo dumping aún cuando se dispone de un sistema de almacenamiento, se debe a que éste no ha sido diseñado para albergar todo el exceso de energía producido en el campo solar.

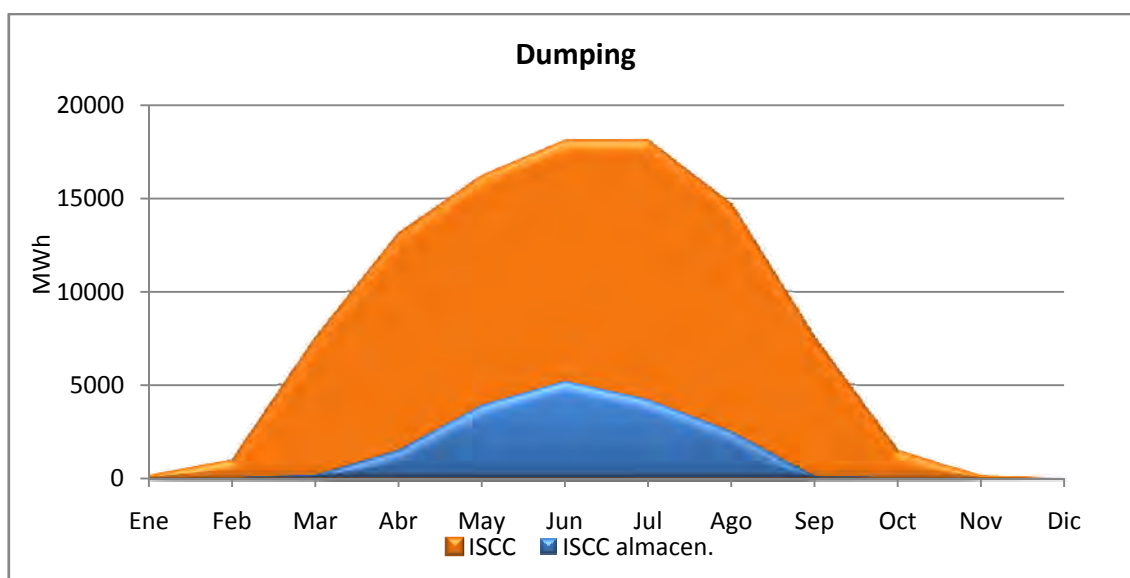


Figura 5.4 Dumping en el campo solar: comparación de alternativas

5.3 Modos de operación de la planta ISCC

En verano, la producción del campo solar aumenta, mientras que la del ciclo combinado, debido al aumento de la temperatura ambiente, disminuye. Para ver el comportamiento de la central en uno y otro caso, se van a estudiar dos modos extremos de operación: en el solsticio de verano y en el solsticio de invierno.

5.3.1 Operación del campo solar

Para evaluar el comportamiento de ambas alternativas de campo solar, con y sin almacenamiento térmico, se ha analizado la operación del campo solar en el punto de diseño para uno y otro caso. En la figura 5.5 se muestra la operación en el punto de diseño para la alternativa de campo solar sin almacenamiento.

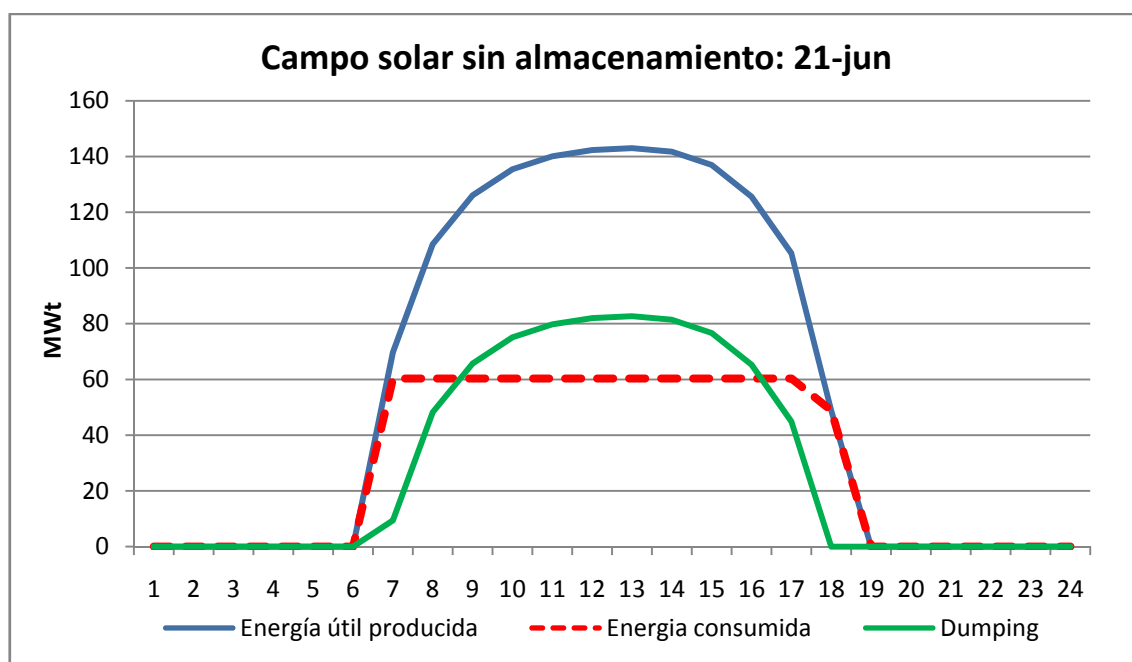


Figura 5.5 Operación del campo solar sin almacenamiento el 21 de junio

La energía útil producida es la energía disponible en el campo solar teniendo en cuenta la radiación normal directa del momento y habiéndose descontado las pérdidas térmicas en los colectores. La energía útil consumida, es la energía térmica que el campo solar aporta al GVS.

En la figura 5.6 se presenta la operación de la alternativa de campo solar con almacenamiento. En esta alternativa, se han considerado los días 21 y 22 de junio para que se pueda apreciar el efecto del almacenamiento en la energía consumida. Durante las horas de radiación, la energía excedente se almacena. Cuando no se dispone de radiación, comienza la descarga del tanque caliente con la consiguiente producción de vapor solar. A las 3 de la madrugada el tanque caliente se ha vaciado y ya no se dispone de más energía térmica almacenada.

En ambos casos, la máxima energía térmica que aporta el campo solar está acotada en 60,34 MWht, ya que ésta está limitada por la capacidad del GVS. Con el almacenamiento, lo que se consigue es que el aporte solar al ciclo combinado se prolongue durante las horas en las que no hay sol. Así, en el primer caso, el campo solar trabaja a su capacidad nominal durante 11 horas (de las 7 a las 18 horas), mientras que con el almacenamiento, la operación del campo solar a la capacidad nominal es de 18,5 horas ya que se prolonga hasta las 2 de la madrugada. Es decir, la energía almacenada el 21 de junio es igual a 7,5 horas a la capacidad nominal del campo solar.

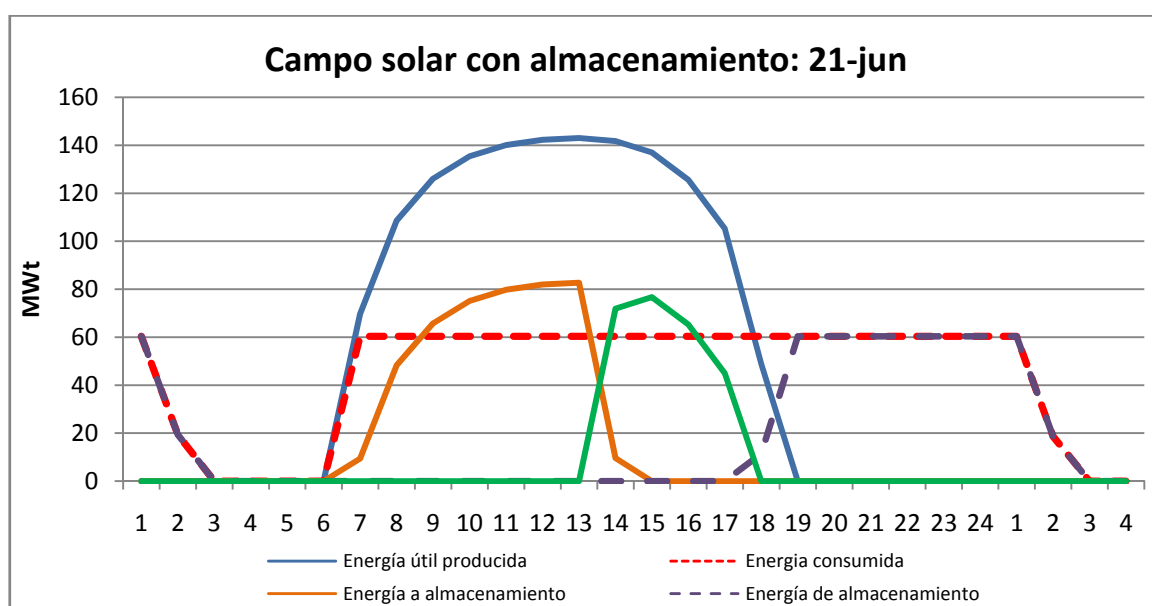


Figura 5.6 Operación del campo solar con almacenamiento el 21 de Junio

En el caso del 21 de diciembre, como se puede observar en la figura 5.7, no existe dumping en el campo solar. Al no haber un exceso de energía en el campo no se puede almacenar energía por lo que el campo solar opera igual en ambas alternativas. La energía producida en el campo solar es muy inferior a la de diseño por lo que toda la energía térmica producida se consume en el GVS.

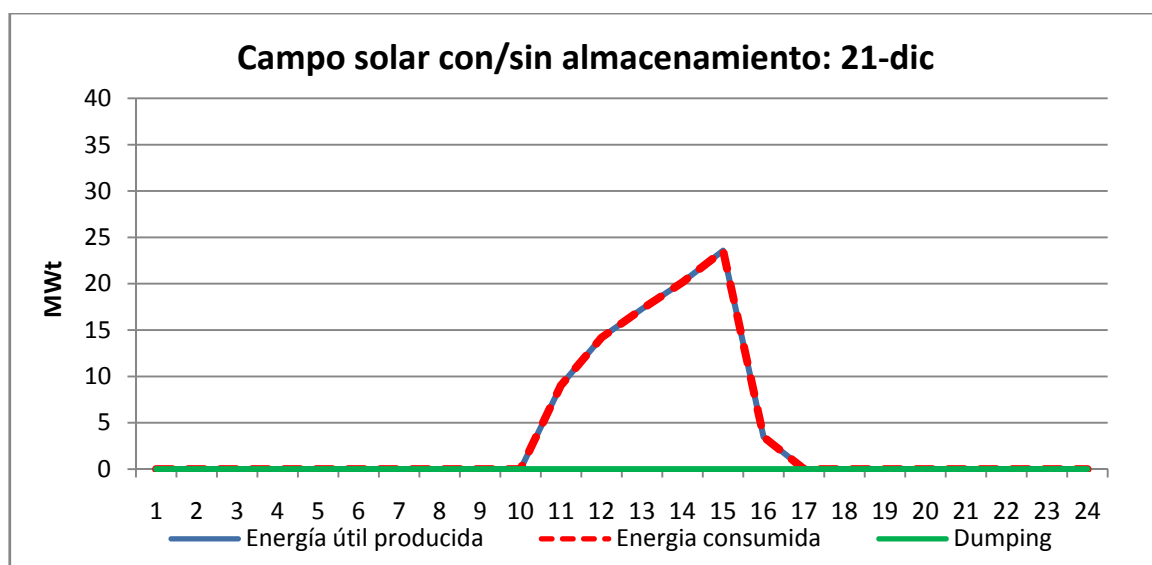


Figura 5.7 Operación del campo solar con y sin almacenamiento el 21 de diciembre

5.3.2 Operación de la central ISCC

En la figura 5.8 se muestra la operación del ciclo combinado el 21 de junio. La producción de la turbina de vapor debida al vapor solar está limitada por las horas en las que hay radiación solar.

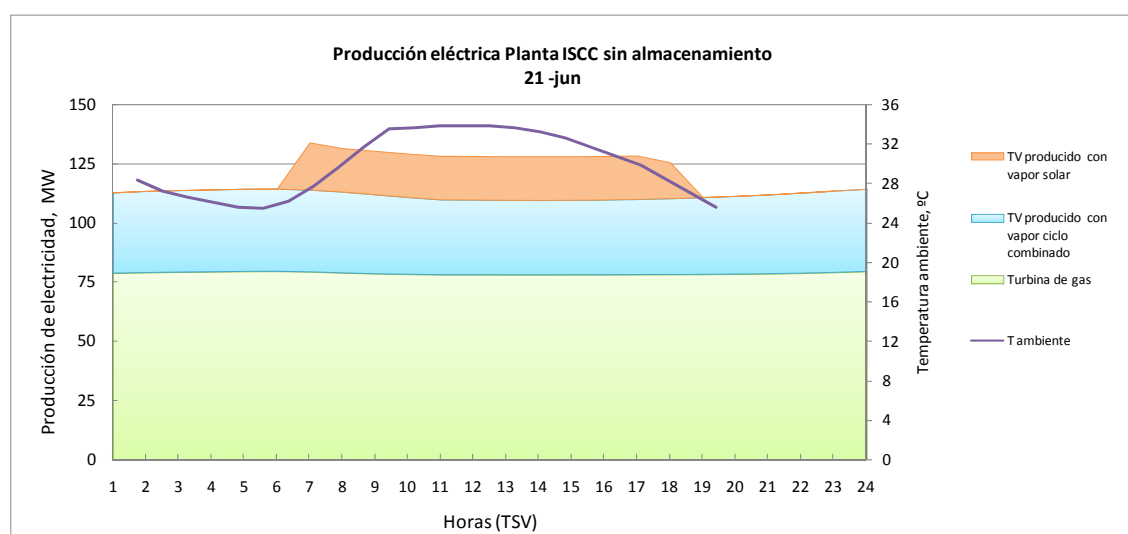


Figura 5.8 Producción eléctrica de la planta ISCC sin almacenamiento el 21 de junio

En la figura 5.9, se puede apreciar como que, como consecuencia del almacenamiento térmico, la turbina de vapor funciona prácticamente durante todo el 21 de junio a excepción de las primeras horas del día (entre las 3 y las 6 de la madrugada, aproximadamente) en las que ya no se dispone de energía almacenada.

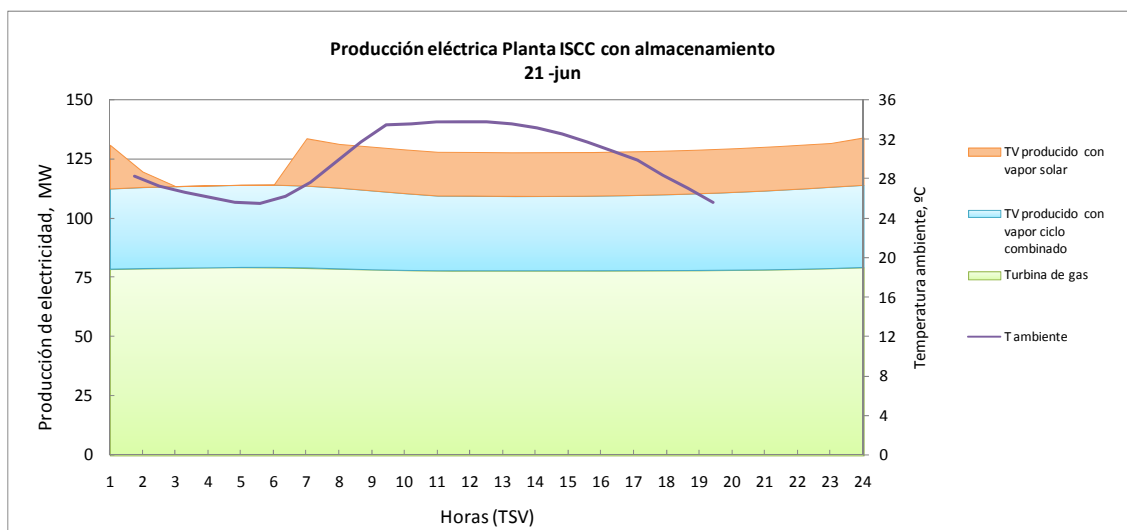


Figura 5.9 Producción eléctrica de la planta ISCC con almacenamiento el 21 de junio

Finalmente, en la figura 5.10 se representa la operación de la central ISCC el 21 de diciembre. Como ya se comentó con anterioridad, durante el 21 de diciembre no hay dumping en el campo solar y, por lo tanto, no se puede almacenar energía. Por este motivo, la operación de la central con y sin almacenamiento es la misma. A diferencia del 21 de junio, la producción de la turbina de gas el 21 de diciembre es algo superior.

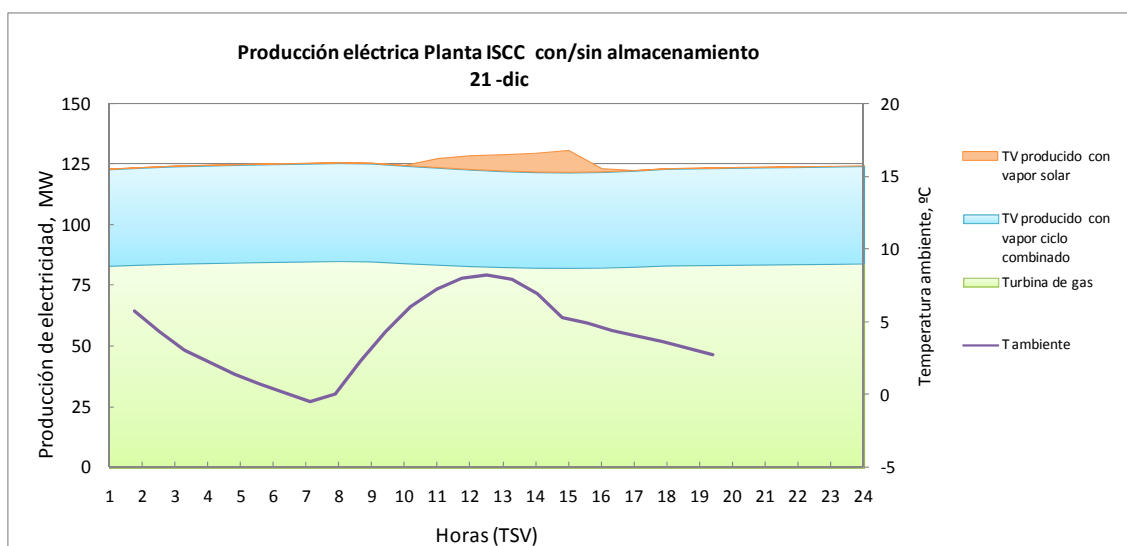


Figura 5.10 Producción eléctrica de la planta ISCC con y sin almacenamiento el 21 de diciembre

En los planos 3 y 4 se recoge el balance térmico en las condiciones de media anual de la central ISCC sin y con almacenamiento térmico, respectivamente.

6 RESULTADOS Y CONCLUSIONES

6.1 Resultados del balance anual

En la tabla 6.1 se recoge el balance anual de electricidad en GWh/año de la planta ISCC y de la alternativa con almacenamiento térmico.

Tabla 6.1 Balance anual de electricidad en GWh/año

	ISCC	ISCC con almacen.
PRODUCCIÓN		
Turbina de gas	671,7	671,7
Turbina de vapor		
- Vapor ciclo combinado	306,7	306,7
- Vapor campo solar	53,0	79,2
Total turbina de vapor	359,7	385,9
Total producción	1031,4	1057,6
CONSUMO		
Ciclo Combinado	27,6	27,7
Campo solar	3,6	4,0
Total consumo	31,1	31,7
VENTA		
Ciclo Combinado	950,8	950,6
Campo solar	49,4	75,2
Total venta	1000,2	1025,8
Contribución solar sobre el total, %	5,1	7,5

De acuerdo con la tabla anterior, la contribución solar en ambas alternativas es superior al 5 % de la producción total anual de la planta ISCC. Por lo tanto, de acuerdo con el marco legislativo de Argelia sobre la producción eléctrica de sistemas híbridos solar-ciclo combinado, la prima sobre el precio de venta de la energía (EUR/kWh) producida a partir del campo solar es de un 100 %.

Las figuras 6.1 y 6.2 reflejan la producción mensual de electricidad de la planta ISCC con y sin almacenamiento térmico respectivamente. La producción de la turbina de vapor se ha desglosado según se deba al vapor generado en el campo solar o al producido en el ciclo combinado.

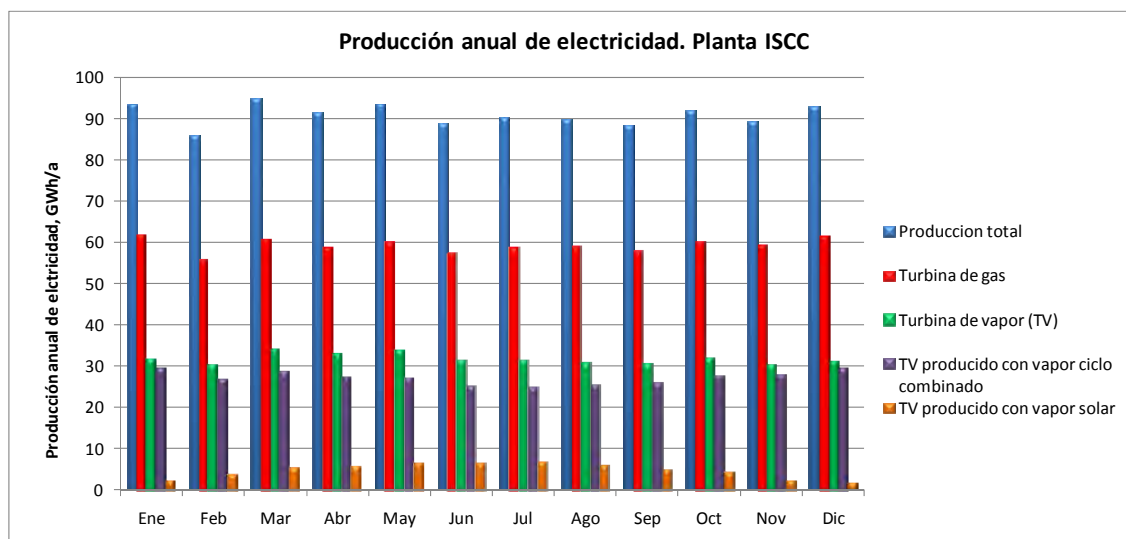


Figura 6.1 Producción anual de electricidad. Planta ISCC

Como se puede observar, durante los meses de verano la producción de la turbina de gas disminuye debido al aumento de la temperatura ambiente mientras que la producción de la turbina de vapor aumenta debido a la mayor producción de vapor solar.

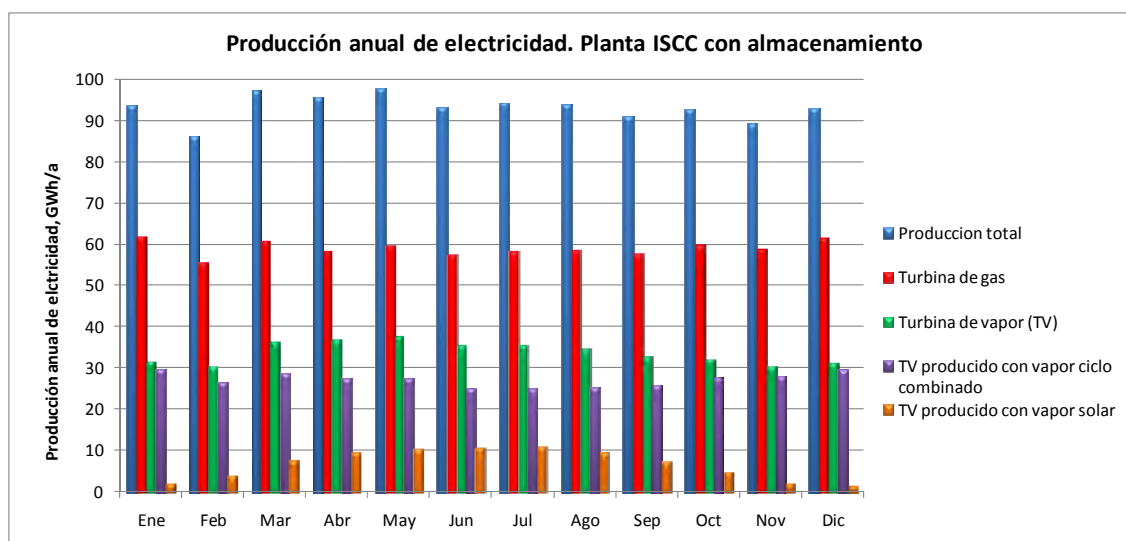


Figura 6.2 Producción anual de electricidad. Planta ISCC con almacenamiento

El balance anual de gas natural de la planta ISCC para ambas alternativas se detalla en la tabla 6.2. Las condiciones de diseño del ciclo combinado en ambos casos son las mismas, por lo que la incorporación de un sistema de almacenamiento en la instalación no supone un mayor consumo de gas, sino una mayor contribución de vapor solar en la turbina de vapor con el consecuente aumento de producción.

Puesto que el consumo de gas se mantiene constante y la producción eléctrica de la turbina de vapor aumenta, el rendimiento del ciclo es mayor en el caso de la alternativa con almacenamiento.

El rendimiento del ciclo combinado sin aporte solar, es 53,9 %, por tanto, la hibridación solar-ciclo combinado supone un aumento del rendimiento de la planta que para la alternativa sin almacenamiento es 56,8 % y en la alternativa con almacenamiento es 53,9 %.

Tabla 6.2 Balance anual de combustible

		ISCC	ISCC con almacen.
Turbina de gas	GWh PCI/año	1815,1	1815,1
Factor PCS/PCI		1,1	1,1
Rto. bruto de la planta ISCC	%	56,8	58,3
Rto. bruto del ciclo combinado	%	53,9	53,9

La producción total de calor de la planta ISCC se debe al calor generado en generador de vapor solar y en la caldera de recuperación de calor del ciclo combinado. En la tabla 6.3 se recoge el balance anual de cada alternativa de planta. Debido al almacenamiento térmico, el calor generado en esta alternativa es mayor ya que el GVS puede operar aún cuando no se dispone de radiación solar.

Tabla 6.3 Balance anual de calor en GWh/año

	ISCC	ISCC con almacen.
C. Recuperación calor	873,2	887,2
Caldera de HTF	147,1	221,0
Total producción	1020,3	1108,2

En el Anexo B de este documento se recogen los balances mensuales y anuales de la instalación ISCC con y sin almacenamiento térmico.

6.2 Conclusiones

Una planta ISCC utiliza de forma combinada la energía solar y el combustible fósil. Las ventajas que presenta la integración del campo solar en un ciclo son:

La energía solar, necesita ser gestionable. La integración del campo solar en un ciclo combinado permite adaptar la generación a la demanda eléctrica.

El problema que presentan las plantas solares termoelectricas es que necesitan generación de respaldo mediante fuentes de energía convencionales para asegurar de forma continua la generación eléctrica. La hibridación solar-ciclo combinado proporciona estabilidad en la producción cuando no se dispone de radiación solar y durante transitorios

sol-nubes, es decir, cuando no se dispone del recurso solar, éste se compensa con el ciclo combinado. Por otra parte, el ciclo combinado constituye un apoyo en arranques de la instalación solar.

Se ha estudiado la alternativa de incluir un sistema de almacenamiento térmico de 7,5 horas equivalentes a la capacidad nominal del campo solar. Es decir, el sistema de almacenamiento permite que la turbina de vapor opere con energía de origen solar durante 7,5 horas a la capacidad nominal del campo solar.

De las dos alternativas de campo solar la mejor opción, desde el punto de vista técnico, es incluir un sistema de almacenamiento térmico en el campo solar ya que permite la operación del GVS aun cuando no se dispone del recurso solar.

El almacenamiento térmico supone una mejora del aprovechamiento de la energía del campo solar ya que gran parte del exceso de energía térmica producido en el campo se almacena y posteriormente se utiliza para generar vapor.

Por otra parte, al incluir el almacenamiento aumenta la producción del total de la instalación ya que, al producirse más toneladas de vapor solar, la producción en la turbina de vapor aumenta. La contribución solar sobre el total de la producción anual de la planta ISCC con almacenamiento térmico es un 7,5 %, mientras que en el caso contrario es un 5,1%.

La hibridación solar-ciclo combinado mejora el rendimiento del ciclo combinado que aumenta de un 53,9 % a un 56,8 % para la alternativa de planta ISCC sin almacenamiento térmico, alcanzando un 58,3 %, con almacenamiento.

7 BIBLIOGRAFIA

7.1 Bibliografía general

BOSSCHEM Siemon y DEBACKER Alice (2009): Defining the techno-economic optimal configuration of hybrid solar plants. Faculteit Economie Bedrijfskunde, Universiteit Gent.

BURKHOLDER F, y KUTSCHER C (Mayo 2009): Heat Loss Testing of Schott's .2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver. Technical Report NREL (National Renewable Energy Laboratory).

CIEMAT (2009): Sistemas Solares Térmicos de Concentración, Tomo I. Madrid. Unidad de Formación en Energía y Medio Ambiente

GARCÍA GARRIDO Santiago (2010): Ingeniería de Centrales Termosolares CCP. Estado del arte en Tecnología termosolar. RENOVETEC

GEYER Michael (2003): Report on the SolarPACES START Mission to Algeria. IEA Solar PACES.

IDEA (Noviembre 2009): Plan de Energías (PER) 2011-2010. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.

KOOP Joseph E. (2009): Two-tank indirect thermal storage designs for solar parabolic trough power plants. Department of Mechanical Engineering. University of Nevada, (Las Vegas).

PATNODE Angela M. (2006): Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants. Master of Science (Mechanical Engineering). University of Wisconsin-Madison.

RUIZ HERNANDEZ Valeriano (2010): La electricidad termosolar en Historia de éxito de la investigación. PROTERMOSOLAR (Asociación Española de la Industria Solar Termoeléctrica)

RUIZ HERNANDEZ Valeriano, SILVA PÉREZ Manuel A. y BRAVO Isidoro (2009): La electricidad solar térmica, tan lejos, tan cerca. Edita Gas Natural Fundación, Barcelona.

TURCHI Craig S. y ZHIWEN MA (Agosto 2011): Gas Turbine/Solar Parabolic Trough Hybrid Design Using Molten Salt Heat Transfer Fluid. Conference Paper NREL presented at SolarPACES 2011, Granada.

UNIÓN FENOSA (1997): Análisis técnico-económico de una central de ciclo combinado de nueva construcción.

ESTUDIO TÉCNICO-ECONÓMICO DE UNA CENTRAL HÍBRIDA SOLAR - CICLO COMBINADO (ISCC)

DOCUMENTO 2: ESTUDIO ECONÓMICO

1 INVERSIONES

Los costes de inversión, para las dos alternativas de planta ISCC, se han desglosado en los dos tipos de instalaciones: el ciclo combinado y el campo solar.

Los costes correspondientes a la instalación solar incluyen el sistema de captación y concentración de la energía solar, el sistema de conversión solar-térmico, el almacenamiento térmico en su caso y la ingeniería.

Los costes asociados al ciclo combinado incluyen los equipos principales, otros equipos, la obra civil, el montaje mecánico, el montaje eléctrico y el cableado, los edificios y estructuras y otros costes.

Sobre los costes de inversión del ciclo combinado y del campo solar se han considerado unas contingencias del 3%.

La tabla 1 se recoge los costes desglosados de las dos instalaciones: el campo solar y el ciclo combinado y el coste total de la planta ISCC para las alternativas de campo solar con y sin almacenamiento. El coste de inversión de la planta ISCC es 191 MEUR y en el caso de incluir un sistema de almacenamiento de 7,5 ascenderían a 212,9 MEUR.

Tabla 1.1 Presupuesto de inversión en MEUR

INVERSIÓN		
	ISCC	ISCC con almacen.
Ciclo combinado	103,5	103,5
Campo Solar	82,0	103,2
Imprevistos (3 %)	5,6	6,2
Total inversión	191,0	212,9

Para calcular el presupuesto de construcción del campo solar se han utilizado los costes de referencia de plantas termoelectricas con tecnología CCP que se recogen en el plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020 elaborado por el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). En el presupuesto de inversión de la instalación solar no se ha incluido el coste correspondiente al bloque de potencia ya que lo comparte con el ciclo combinado, por lo que la inversión del campo solar se ve reducida cuando se integra en una central de ciclo combinado.

Los costes de inversión del ciclo combinado se han obtenido a partir de los resultados económicos que proporciona el programa GT-PRO.

2 GASTOS

Los gastos de la planta ISCC, se han calculado para el ciclo combinado y el campo solar.

Los gastos anuales en el ciclo combinado son los costes de operación y mantenimiento (O&M) y los costes del combustible. Los costes de O&M son 2,8 EUR/MWh y el precio del gas natural en Argelia es 6,567 DZD/m³, lo que equivale a 6,6 EUR/MWh PCS (El tipo de cambio Euro/dinar argelino para Junio 2012 es 1EUR = 99,34 DZD).

Por tanto, teniendo en cuenta que el consumo anual de combustible (PCI) son 1815,1 GWh, el coste anual de combustible es 13,4 MEUR.

Los costes de O&M del campo solar sin almacenamiento se han calculado a partir de los costes de referencia que proporciona el PER 2011-2012. De estos costes, se ha descontado el coste debido al gas natural ya que el PER, de acuerdo con la legislación española, considera que la planta dispone de una caldera de gas de apoyo. Finalmente se tiene que para un campo solar de 20 MWe los costes de O&M son 30,18 EUR/MWh.

Para la alternativa de campo solar con almacenamiento, puesto que el campo solar es el mismo, se ha considerado que los costes anuales de O&M son un 10 % superiores, considerando en dichos costes el incremento en los costes de O&M del ciclo combinado debido al almacenamiento. Los costes de operación y mantenimiento del campo solar con almacenamiento son 22,22 EUR/MWh. Debido al incremento en la producción que supone incluir un sistema de almacenamiento térmico, los costes de operación y mantenimiento por MWh son menores.

En la tabla 2.1 se recogen los costes de operación y mantenimiento en MEUR/año del ciclo combinado y del campo solar con y sin almacenamiento.

Tabla 2.1 Costes de operación y mantenimiento en MEUR/año

O&M	ISCC	ISCC con almacen.
Ciclo combinado	2,74	2,74
Campo Solar	1,60	1,76
Total O&M	4,34	4,50

3 INGRESOS

Los ingresos de la planta ISCC se deben a la venta de electricidad producida en el ciclo combinado y a la electricidad de origen solar. Se ha considerado un precio de venta de la electricidad de 30 EUR/MWh.

Como se mencionó en los antecedentes del proyecto, la ley argelina establece una prima del 100% sobre el precio de venta de la energía eléctrica de origen solar cuando la contribución solar sobre el total de la producción anual de la planta está del 5-10%. Por ello, el precio de venta de la energía de origen solar es de 60 EUR/MWh.

La tabla 3.1 recoge los ingresos anuales en MEUR de las dos alternativas de planta en función de las ventas de electricidad debidas al ciclo combinado y al campo solar.

Tabla 3.1 Ingresos anuales en MEUR

INGRESOS		ISCC		ISCC con almacen.	
		Ciclo combinado	Campo Solar	Ciclo combinado	Campo Solar
Venta de electricidad	MWh/año	950785	49428	950648	75180
Ingresos	MEUR	28,52	2,97	28,52	4,51
TOTAL ingresos	MEUR	31,49		33,03	

4 CÁLCULO DE RENTABILIDAD ECONÓMICA

Finalmente, para estudiar la viabilidad económica de la planta híbrida solar-ciclo combinado, se han calculado dos indicadores económicos: el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Rentabilidad.

El Valor Actual Neto permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. Consiste en descontar al momento actual (es decir, actualizar mediante una tasa) todos los flujos de caja futuros del proyecto. A este valor se le resta la inversión inicial, de tal modo que el valor obtenido es el valor actual neto del proyecto.

Es uno de los criterios económicos más ampliamente utilizados en la evaluación de proyectos de inversión. Consiste en determinar la equivalencia en el tiempo 0 de los flujos de efectivo futuros que genera un proyecto y comparar esta equivalencia con el desembolso inicial. Cuando dicha equivalencia es mayor que el desembolso inicial, entonces, es recomendable que el proyecto sea aceptado.

Por tanto, un proyecto con un $VAN > 0$ quiere decir que la inversión producirá ganancias y que, por tanto, es viable económicamente.

La Tasa Interna de Rentabilidad se utiliza para decidir sobre la aceptación o rechazo de un proyecto de inversión. Para ello, la TIR se compara con una tasa mínima o tasa de corte, el coste de oportunidad de la inversión (tasa de descuento). Si la tasa de rendimiento del proyecto - expresada por la TIR - supera la tasa de corte, se acepta la inversión; en caso contrario, se rechaza. La TIR es la tasa por medio de la cual se recupera la inversión inicial

El objetivo principal de este estudio económico es comparar como varían estos indicadores en cada una de las alternativas de planta ISCC, por lo que se ha considerado que la inversión de la planta en ambos casos es con fondo propios y que, por tanto, no hay financiación ajena. Así mismo, la tasa de descuento se ha fijado en un 8 % y la vida útil de la planta en 30 años. Los gastos e ingresos evolucionan a lo largo de los años con una inflación del 3 %.

El VAN y el TIR para las dos alternativas de planta ISCC se han calculado sobre el EBITDA (Earnings Before Interest, Taxes, Depreciation, and Amortization). En la tabla 4.1 se indica el valor de estos indicadores así como el periodo de retorno de la inversión inicial.

Tabla 8.2 VAN y TIR de las distintas alternativas

	ISCC	ISCC con almacen.
VAN (MEUR)	11,92	10,93
TIR	8,6%	8,5%
Pay Back (años)	12,6	12,7
Tasa de descuento		8%
Vida útil		30

La rentabilidad de la alternativa de planta ISCC sin almacenamiento es mayor que en el caso de disponer de un sistema de almacenamiento térmico. Esto se debe a que con una prima del 100% sobre el precio de venta de la electricidad de origen solar en el Argelia, el incremento de la producción debido al almacenamiento no hace que esta alternativa sea más rentable.

En España, el precio de venta de la electricidad de origen solar está en torno a los 300 EUR/MWh. En nuestro caso, el precio de venta de la electricidad procedente del campo solar es 60 EUR/MWh. Si la prima en Argelia fuera mayor, el incremento de la producción eléctrica debido al sistema de almacenamiento haría que la opción de incluir un sistema de almacenamiento en el campo solar fuera más rentable. Además, hay que tener en cuenta que la inversión de la planta se ha considerado íntegramente con fondos propios y en la realidad, este tipo de plantas cuentan con subvenciones para su construcción.

ESTUDIO TÉCNICO-ECONÓMICO DE UNA CENTRAL HÍBRIDA SOLAR - CICLO COMBINADO (ISCC)

DOCUMENTO 3: ANEXOS

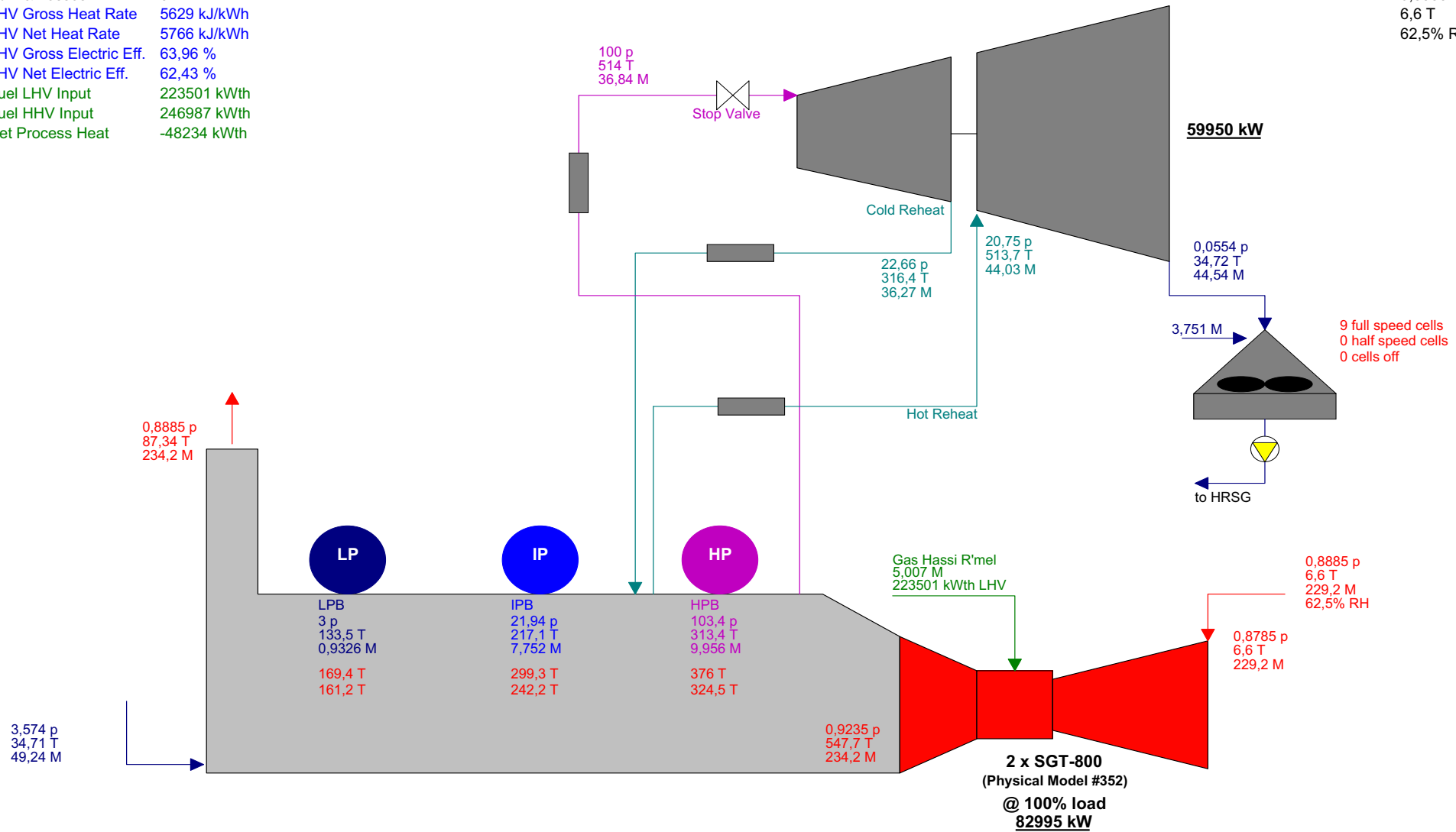
ANEXO A: RESULTADOS GT-PRO

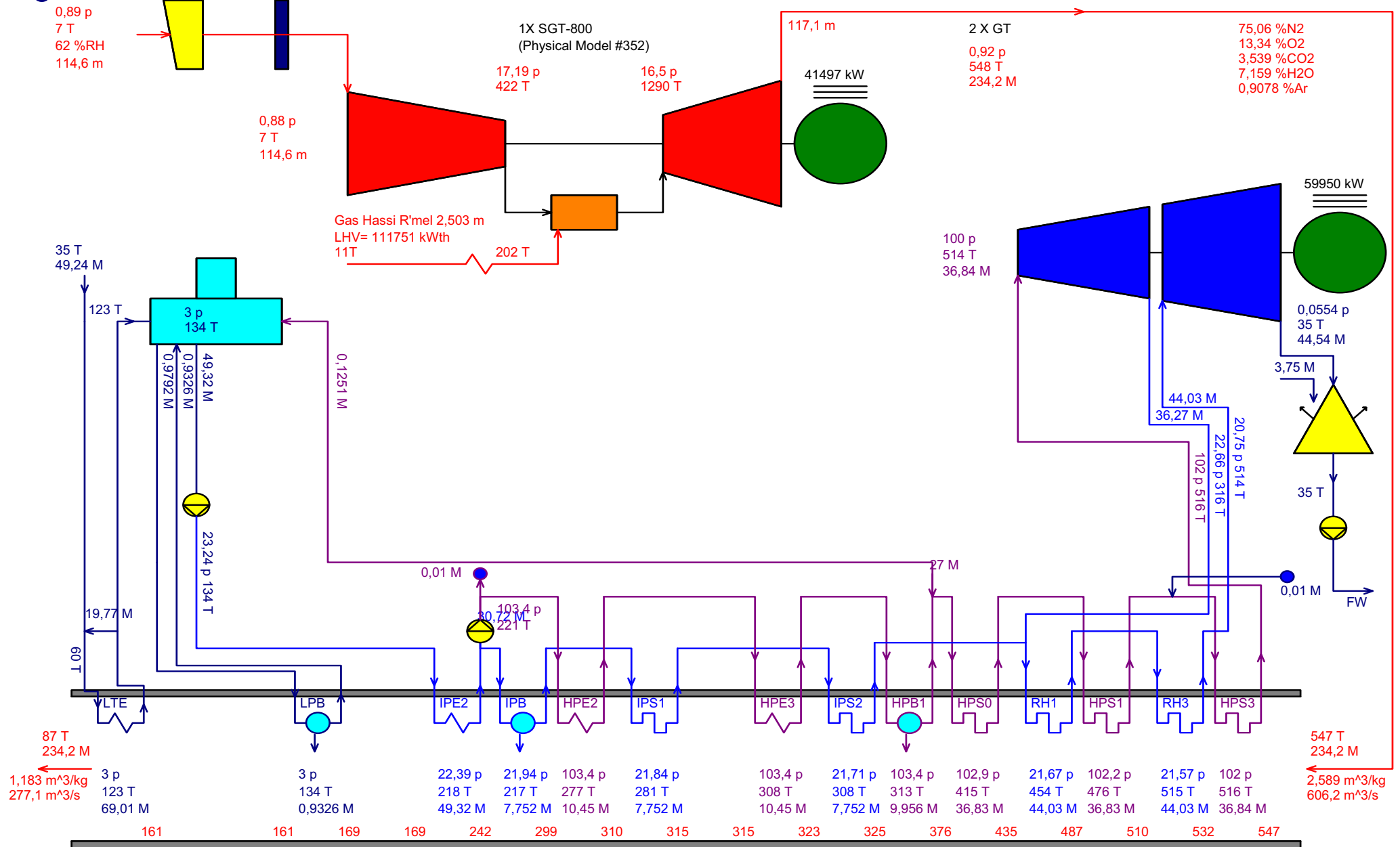
En este anexo se presentan los resultados obtenidos de la simulación en el GT-PRO del ciclo combinado en las condiciones de diseño.

GT MASTER 22.0 GNI

Gross Power 142945 kW
 Net Power 139533 kW
 Aux. & Losses 3412 kW
 LHV Gross Heat Rate 5629 kJ/kWh
 LHV Net Heat Rate 5766 kJ/kWh
 LHV Gross Electric Eff. 63,96 %
 LHV Net Electric Eff. 62,43 %
 Fuel LHV Input 223501 kWth
 Fuel HHV Input 246987 kWth
 Net Process Heat -48234 kWth

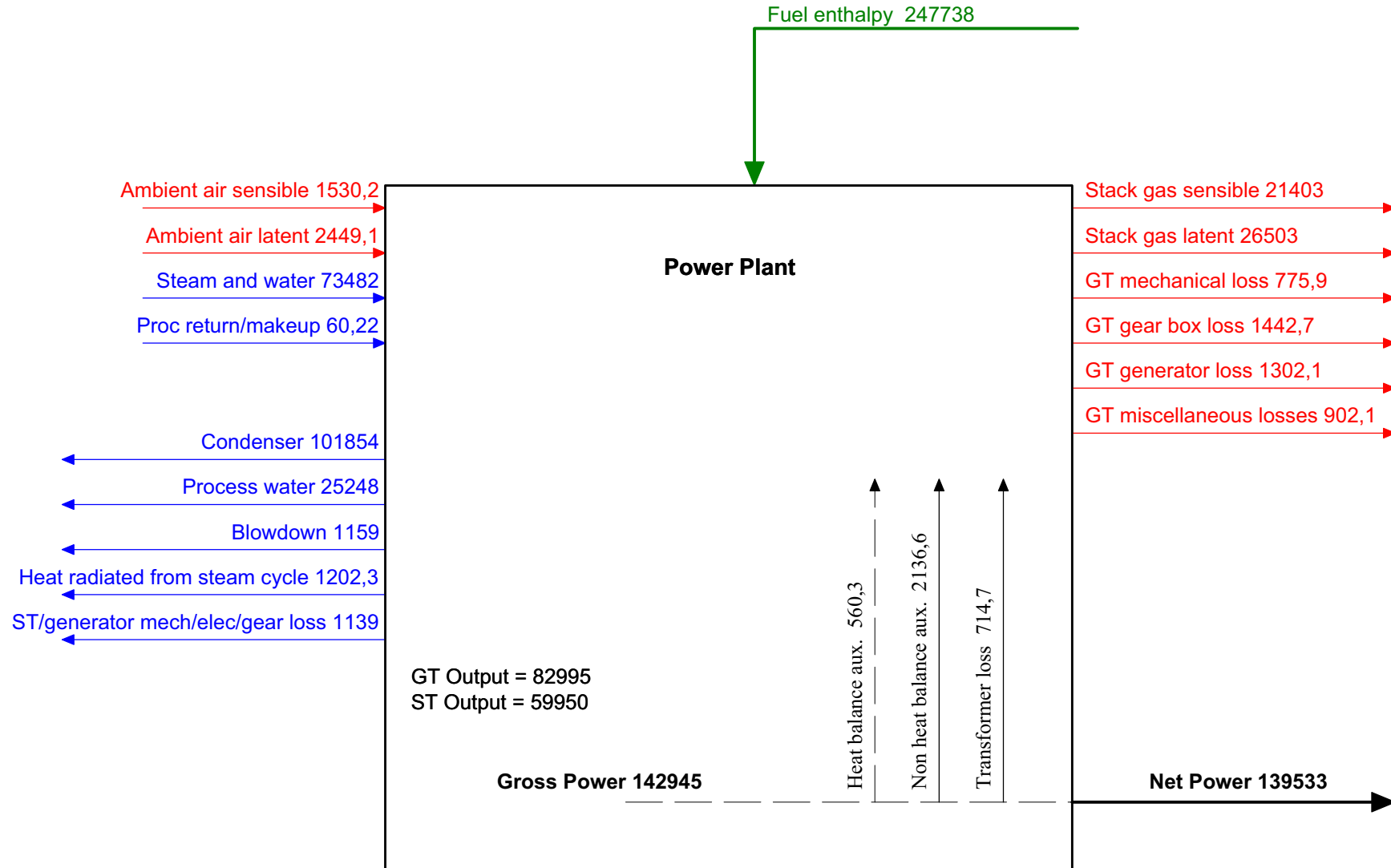
Ambient
 0,8885 P
 6,6 T
 62,5% RH





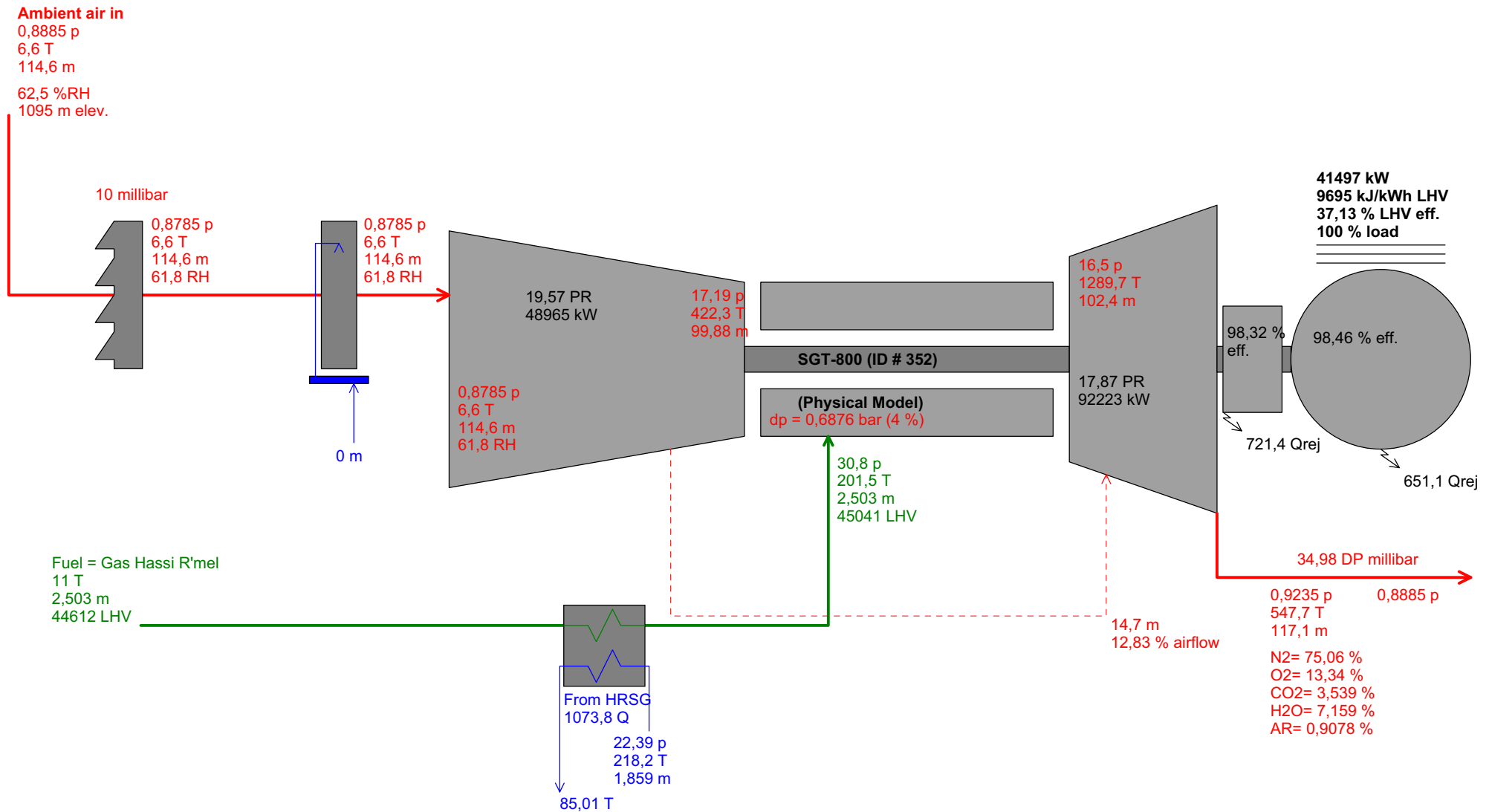
Fuel chemical LHV input = 223501 kW
Fuel chemical HHV input = 246987 kW

Power Plant Energy Flow Schematic [kW]

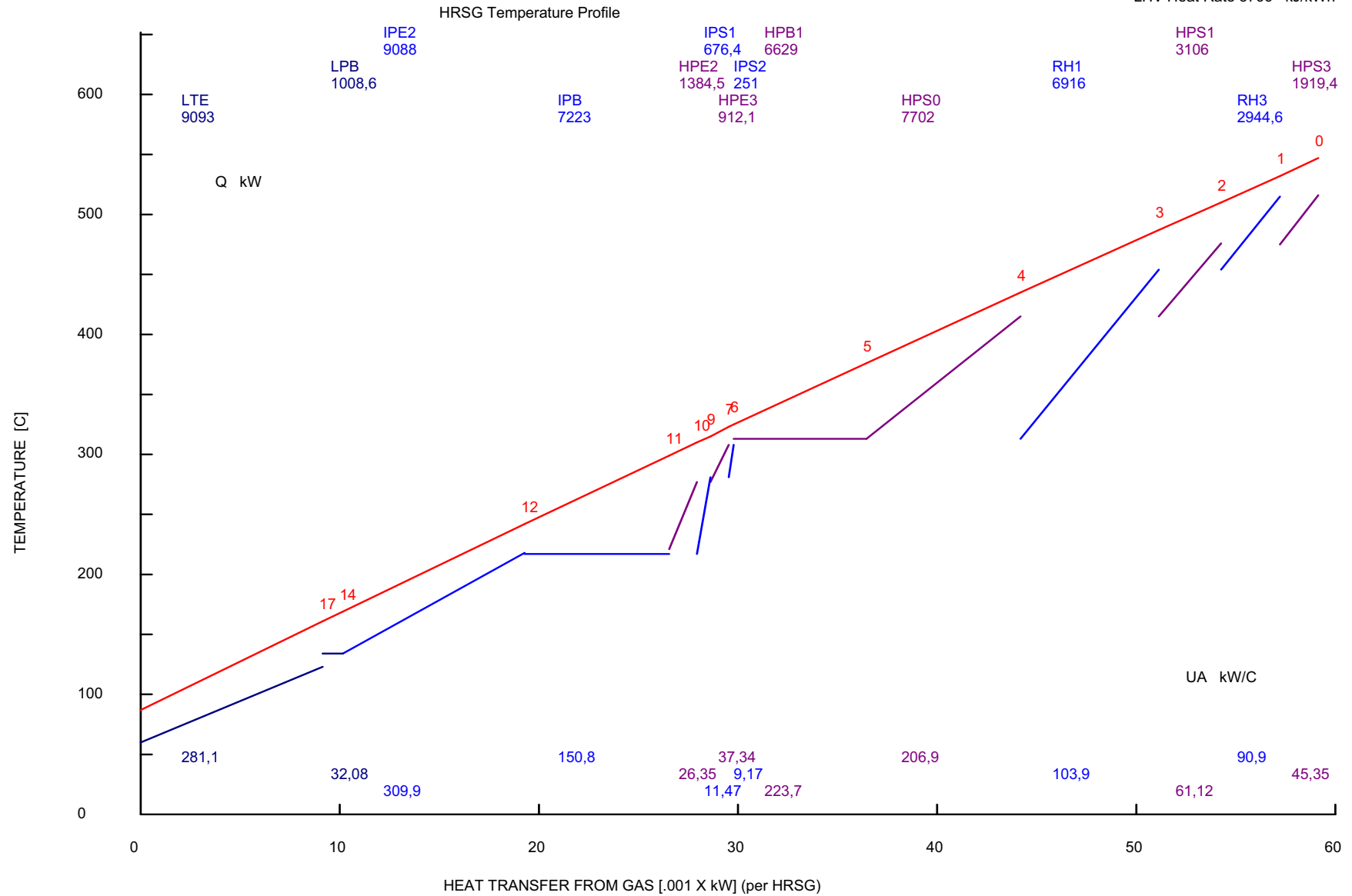


Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

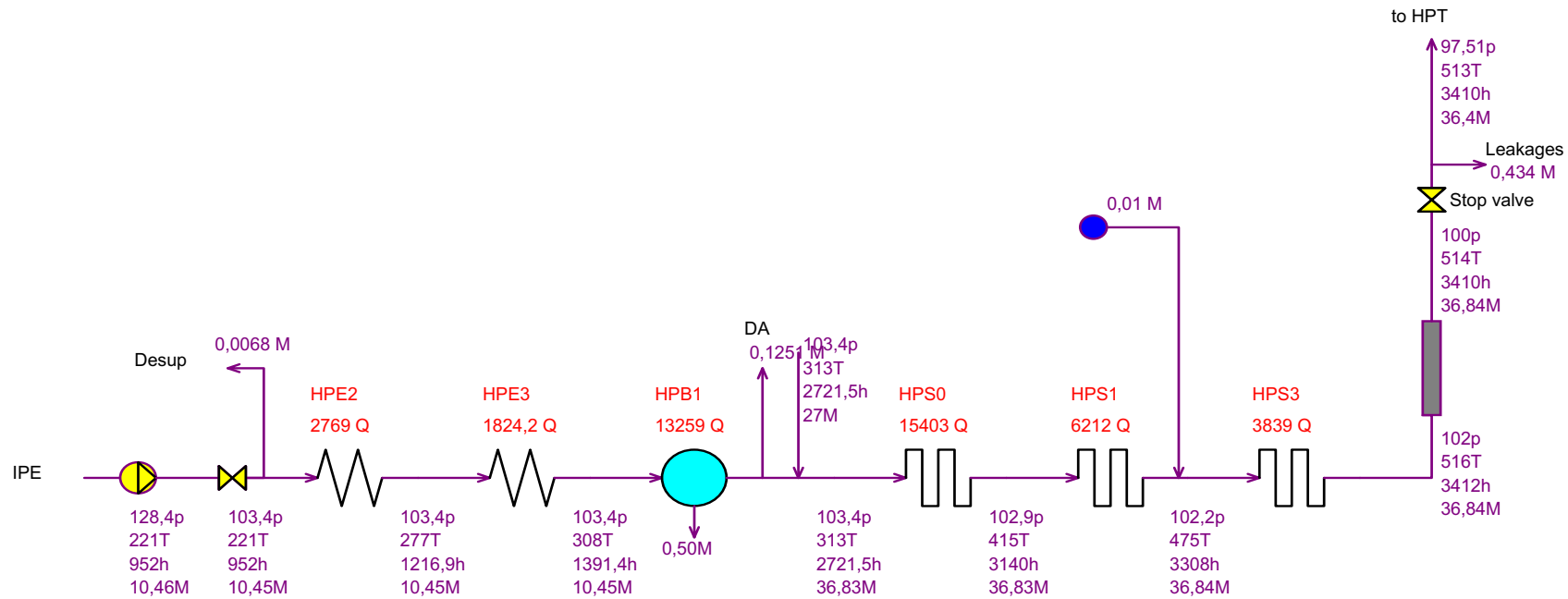
GT generator power = 41497 kW
 GT Heat Rate @ gen term = 9695 kJ/kWh
 GT efficiency @ gen term = 33,6% HHV = 37,13% LHV
 GT @ 100 % rating, inferred TIT control model, CC limit



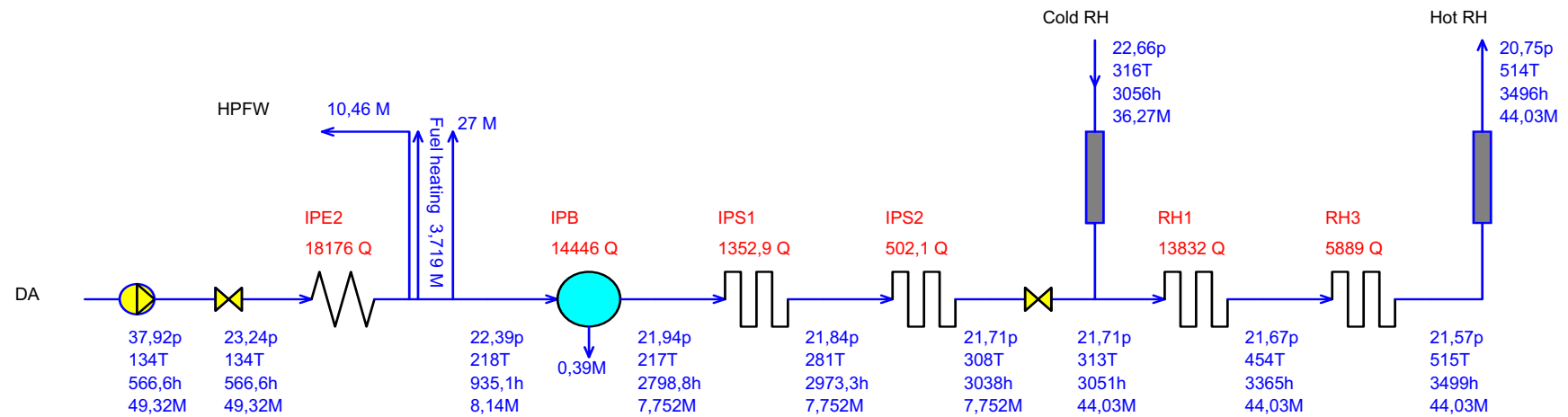
p[bar], T[C], M[kg/s], Q[kW], Steam Properties: IFC-67



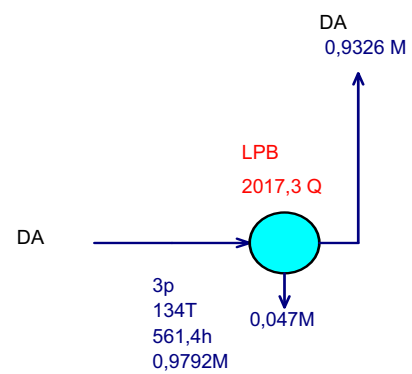
HP Water Path - Totals of 2 HRSG's



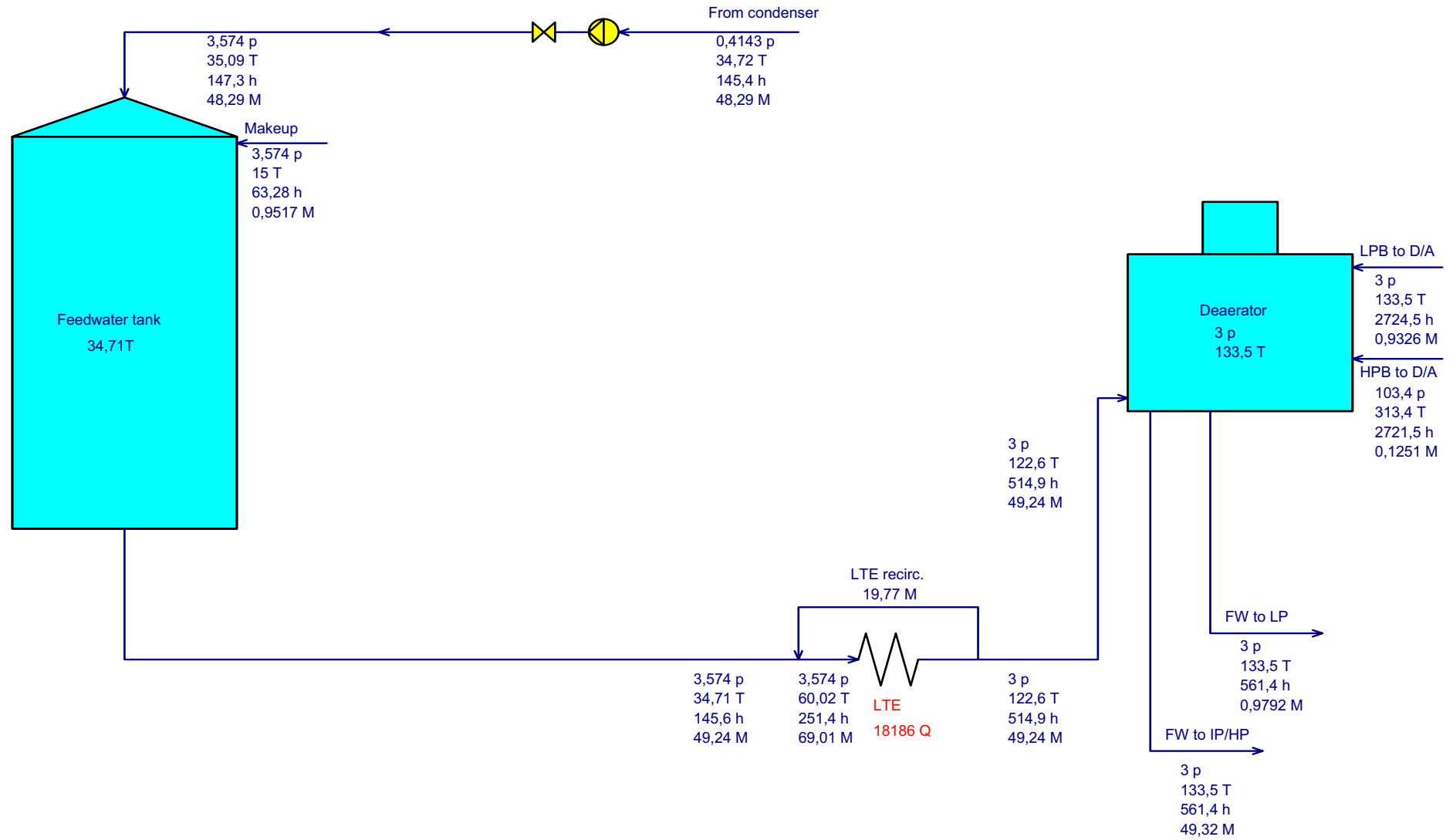
IP & Reheat Water Path - Totals of 2 HRSG's



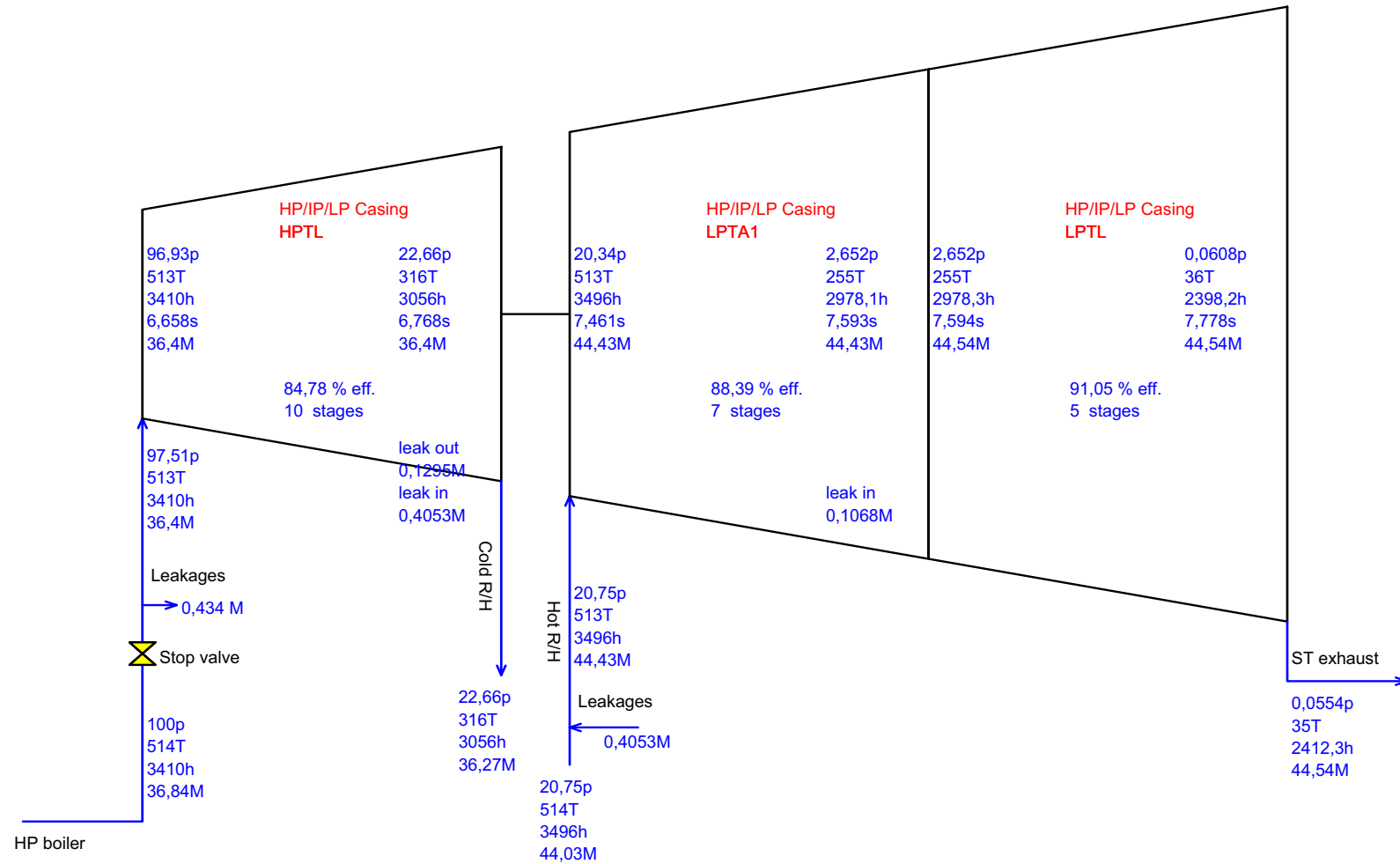
LP Water Path - Totals of 2 HRSG's

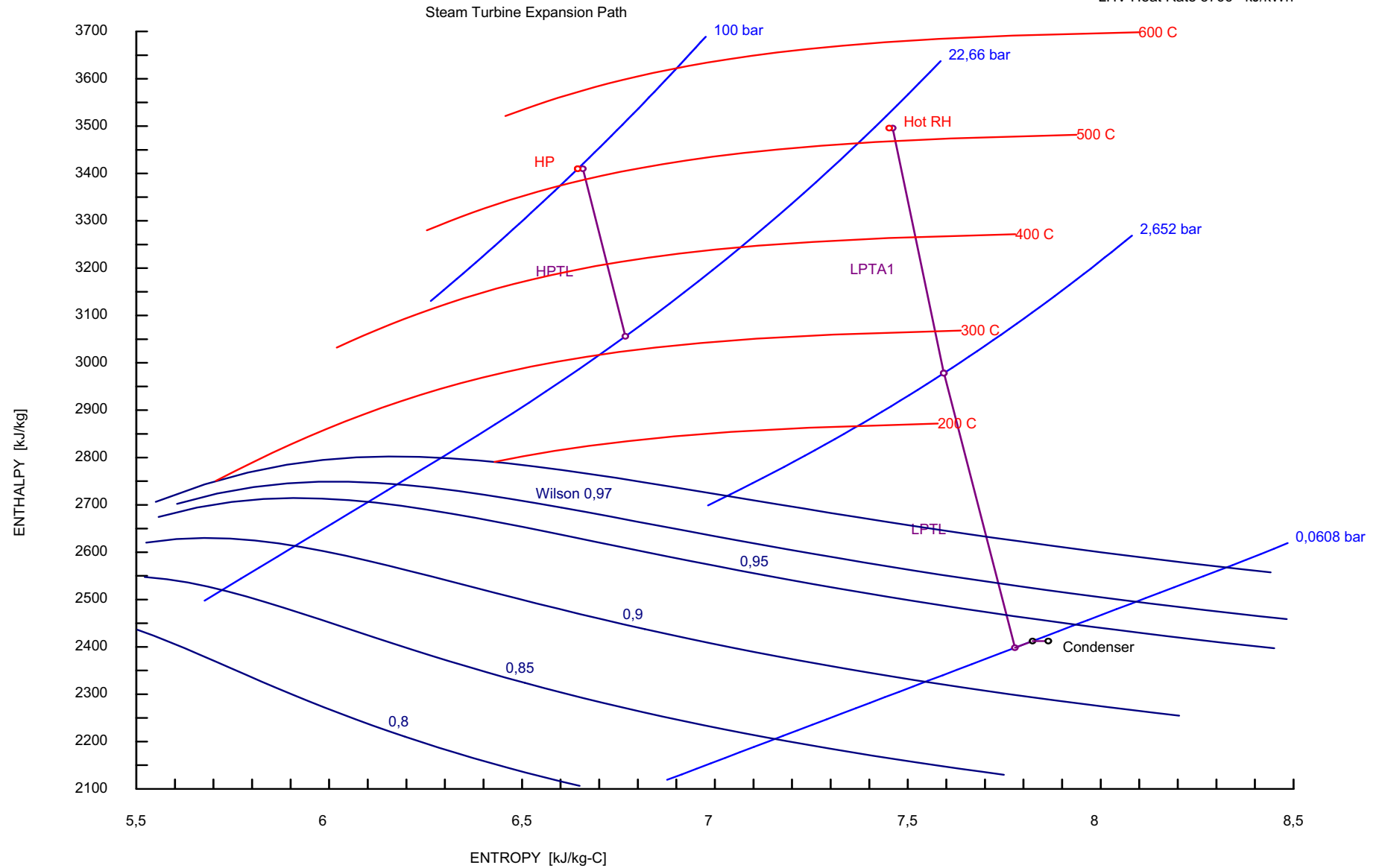


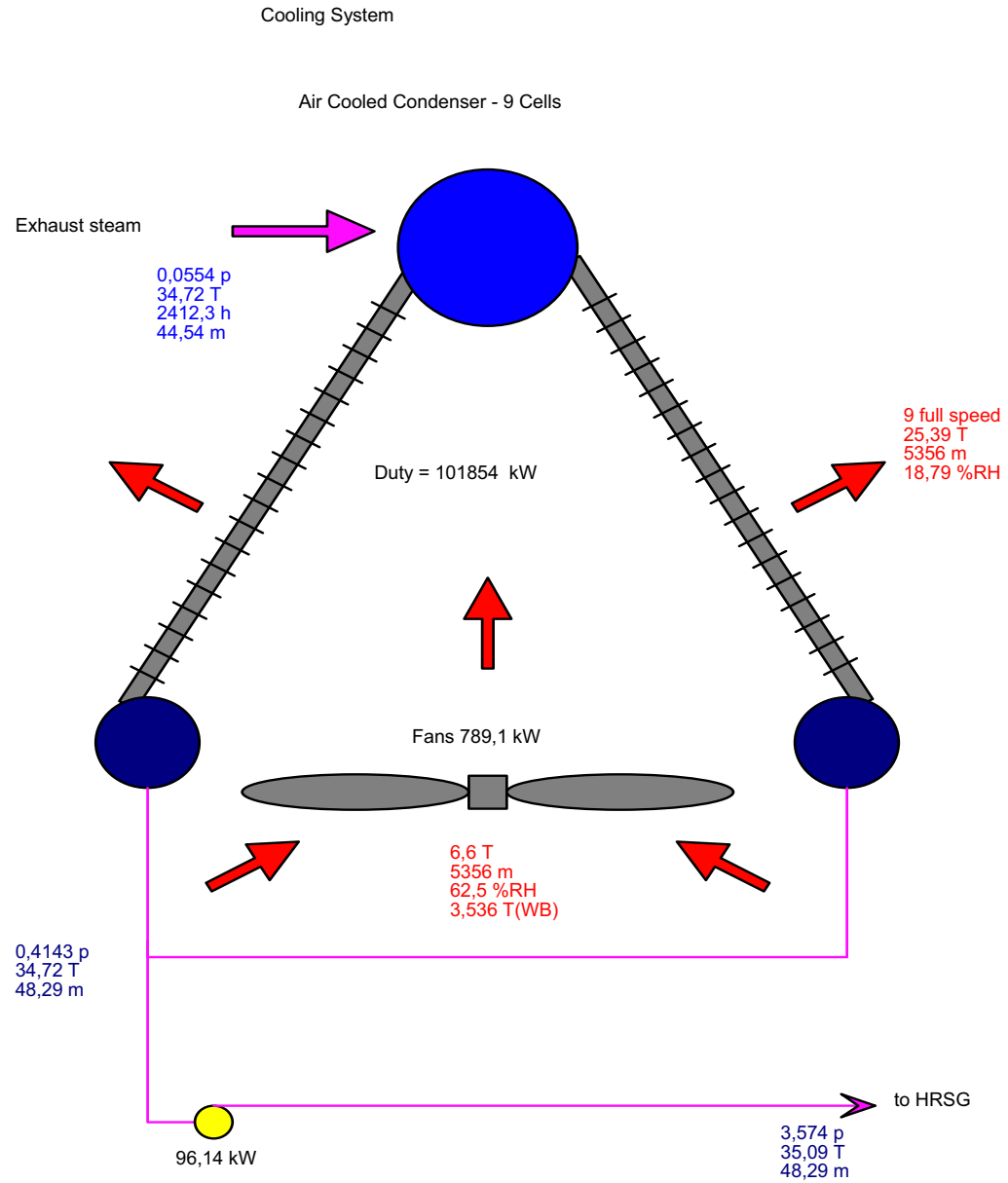
Feedwater Path - Totals of 2 HRSG's

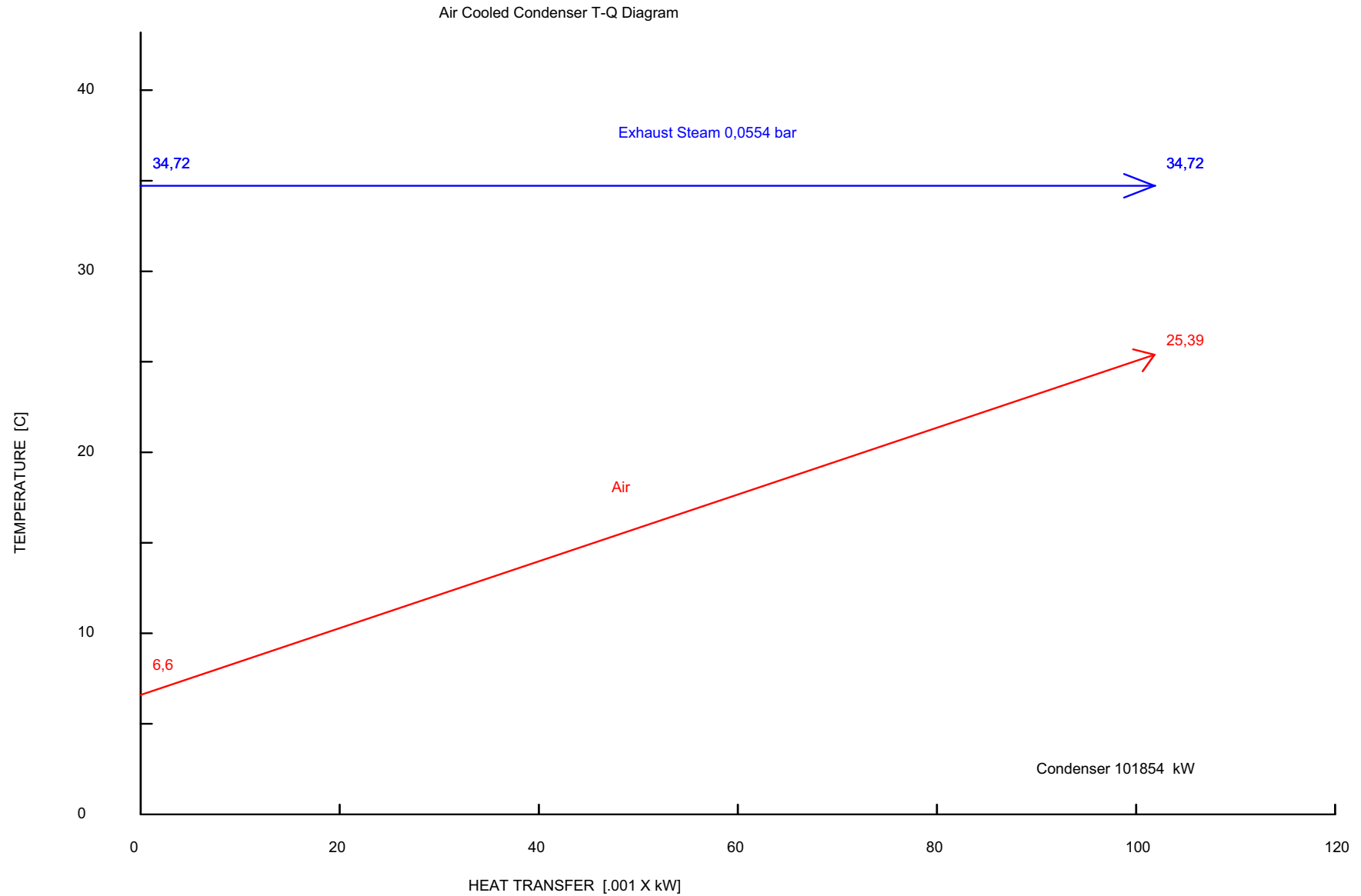


Steam Turbine Group Data







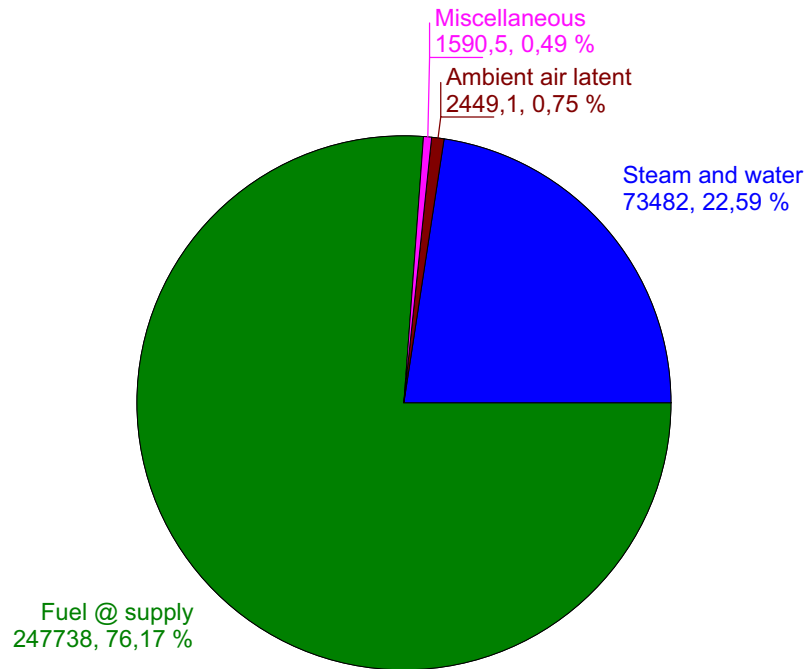


Plant Energy In [kW]

Plant energy in = 325259 kW

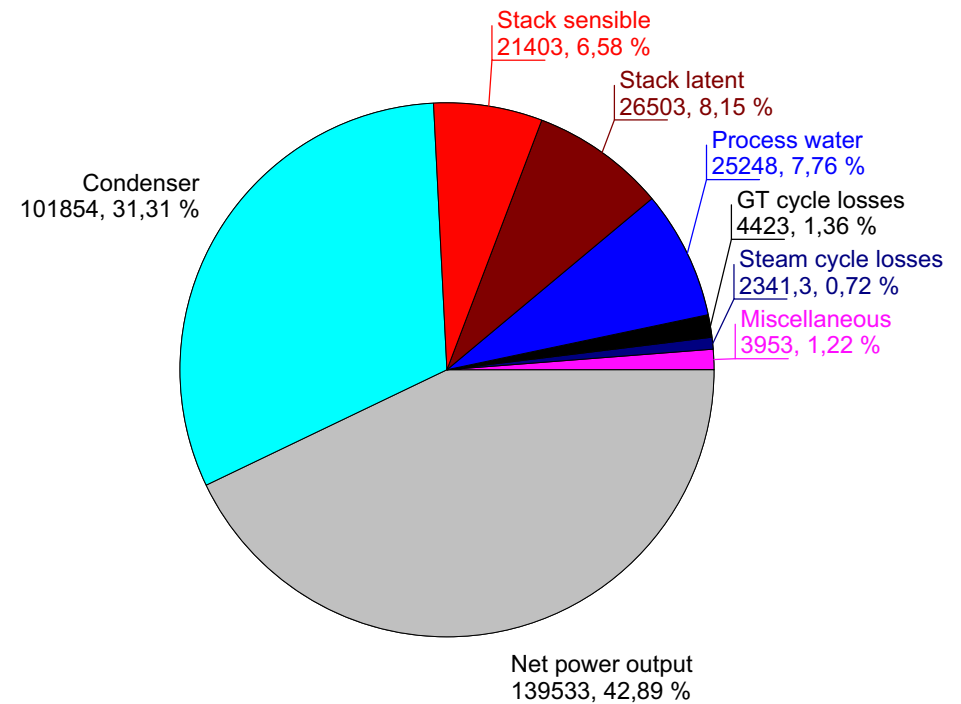
Plant fuel chemical LHV input = 223501 kW, HHV = 246987 kW

Plant net LHV elec. eff. = 62,43 % (100% * 139533 / 223501), Net HHV elec. eff. = 56,49 %



Plant Energy Out [kW]

Plant energy out = 325316 kW



Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)



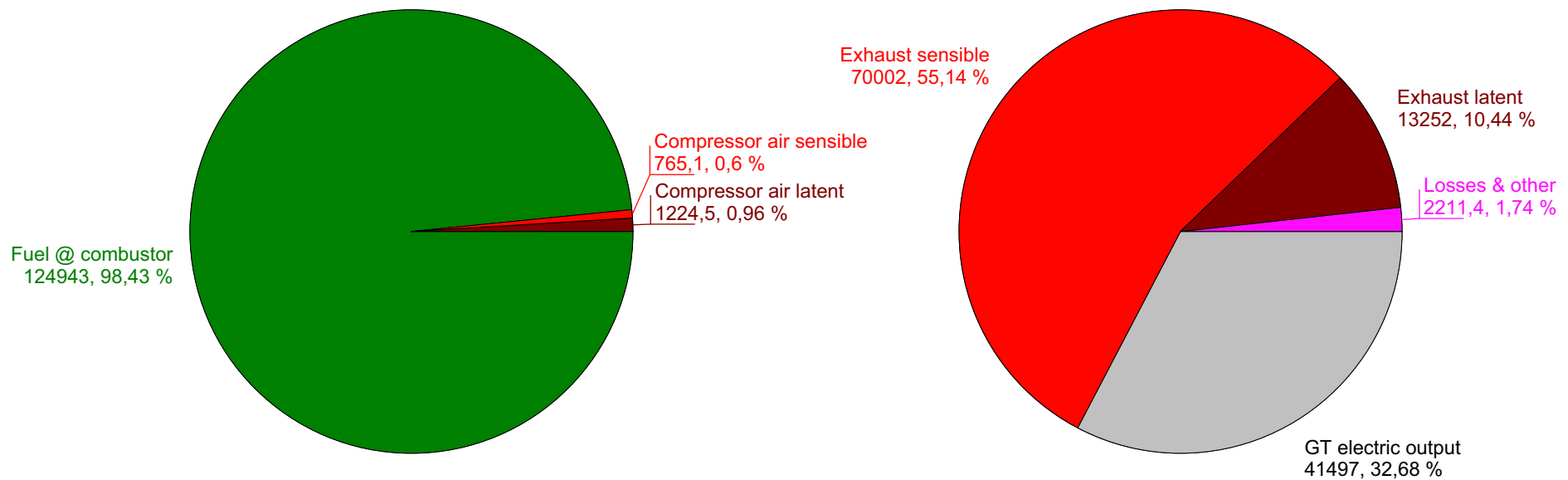
GT Cycle Energy In [kW] - per unit

GT cycle energy in = 126933 kW

GT fuel chemical LHV input = 111751 kW, HHV = 123494 kW

GT Cycle Energy Out [kW] - per unit

GT cycle energy out = 126962 kW

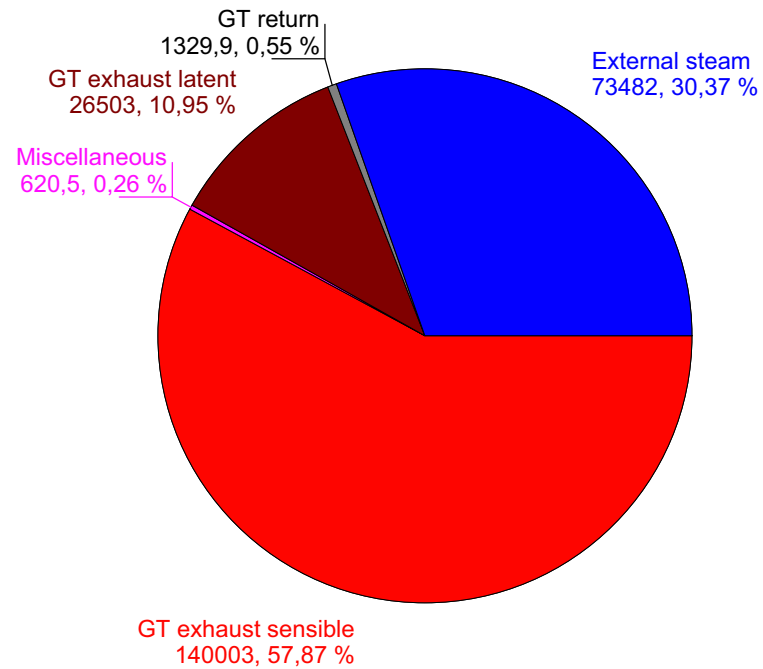


Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)



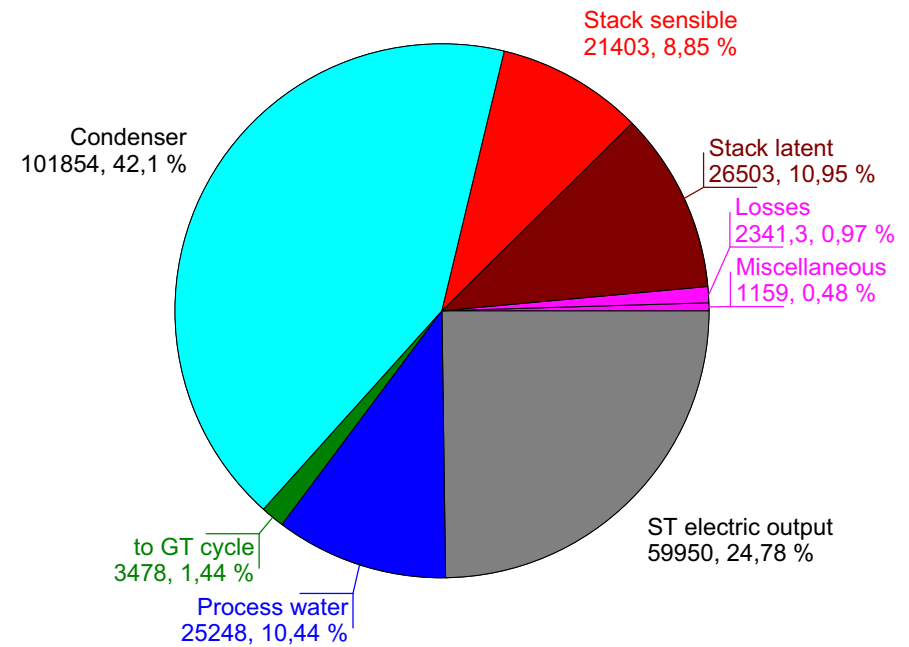
Steam Cycle Energy In [kW]

Steam cycle energy in = 241939 kW



Steam Cycle Energy Out [kW]

Steam cycle energy out = 241937 kW



Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

System Summary Report

GT MASTER 22.0 GNI						
540 06-27-2012 09:37:27 file=.GTM						
Program revision date: February 29, 2012						
Plant Configuration: GT, HRSG, and condensing reheat ST						
Steam Property Formulation: IFC-67						
SYSTEM SUMMARY						
	Power Output kW		LHV Heat Rate kJ/kWh		Elect. Eff. LHV%	
	@ gen. term.	net	@ gen. term.	net	@ gen. term.	net
Gas Turbine(s)	82995		9695		37,13	
Steam Turbine(s)	59950					
Plant Total	142945	139533	5629	5766	63,96	62,43
PLANT EFFICIENCIES						
PURPA efficiency	CHP (Total) efficiency		Power gen. eff. on		Canadian Class 43	
%	%		chargeable energy, %		Heat Rate, kJ/kWh	
51,64	40,85		50,67		9388	
GT fuel HHV/LHV ratio =			1,105			
DB fuel HHV/LHV ratio =			1,105			
Total plant fuel HHV heat input / LHV heat input =			1,105			
Fuel HHV chemical energy input (77F/25C) =			246987	kW		
Fuel LHV chemical energy input (77F/25C) =			223501	kW		
Total energy input (chemical LHV + ext. addn.) =			296983	kW		
Energy chargeable to power (93,0% LHV alt. boiler) =			275365	kW		
GAS TURBINE PERFORMANCE - SGT-800 (Physical Model #352)						
	Gross power	Gross LHV	Gross LHV Heat Rate	Exh. flow	Exh. temp.	
	output, kW	efficiency, %	kJ/kWh	kg/s	C	
per unit	41497	37,13	9695	117	548	
Total	82995			234		
Number of gas turbine unit(s) =			2			
Gas turbine load [%] =			100	%		
Fuel chemical HHV (77F/25C) per gas turbine =			123494	kW		
Fuel chemical LHV (77F/25C) per gas turbine =			111751	kW		
STEAM CYCLE PERFORMANCE						
HRSG eff.	Gross power output	Internal gross	Overall	Net process heat output		
%	kW	elect. eff., %	elect. eff., %	kW		
85,06	59950	50,93	43,32	-48234		
Number of steam turbine unit(s) =			1			
Fuel chemical HHV (77F/25C) to duct burners =			0	kW		
Fuel chemical LHV (77F/25C) to duct burners =			0	kW		
DB fuel chemical LHV + HRSG inlet sens. heat =			138387	kW		
Net process heat output as % of total output (net elec. + net heat) =			-52,83	%		

System Summary Report

ESTIMATED PLANT AUXILIARIES (kW)		
GT fuel compressor(s)*	0	kW
GT supercharging fan(s)*	0	kW
GT electric chiller(s)*	0	kW
GT chiller/heater water pump(s)	0	kW
HRSG feedpump(s)*	464,1	kW
Condensate pump(s)*	96,14	kW
HRSG forced circulation pump(s)	0	kW
LTE recirculation pump(s)	2,576	kW
Cooling water pump(s)	0	kW
Air cooled condenser fans	789,1	kW
Cooling tower fans	0	kW
HVAC	55	kW
Lights	100	kW
Aux. from PEACE running motor/load list	803,5	kW
Miscellaneous gas turbine auxiliaries	188	kW
Miscellaneous steam cycle auxiliaries	127	kW
Miscellaneous plant auxiliaries	71,47	kW
Constant plant auxiliary load	0	kW
Gasification plant, ASU*	0	kW
Gasification plant, fuel preparation	0	kW
Gasification plant, AGR*	0	kW
Gasification plant, other/misc	0	kW
Desalination plant auxiliaries	0	kW
Program estimated overall plant auxiliaries	2696,9	kW
Actual (user input) overall plant auxiliaries	2696,9	kW
Transformer losses	714,7	kW
Total auxiliaries & transformer losses	3412	kW
* Heat balance related auxiliaries		

System Summary Report

PLANT HEAT BALANCE			
Energy In	325259	kW	
Ambient air sensible	1530,2	kW	
Ambient air latent	2449,1	kW	
Fuel enthalpy @ supply	247738	kW	
External gas addition to combustor	0	kW	
Steam and water	73482	kW	
Makeup and process return	60,22	kW	
Energy Out	325316	kW	
Net power output	139533	kW	
Stack gas sensible	21403	kW	
Stack gas latent	26503	kW	
GT mechanical loss	775,9	kW	
GT gear box loss	1442,7	kW	
GT generator loss	1302,1	kW	
GT miscellaneous losses	902,1	kW	
GT ancillary heat rejected	0	kW	
GT process air bleed	0	kW	
Fuel compressor mech/elec loss	0	kW	
Supercharging fan mech/elec loss	0	kW	
Condenser	101854	kW	
Process steam	0	kW	
Process water	25248	kW	
Blowdown	1159	kW	
Heat radiated from steam cycle	1202,3	kW	
ST/generator mech/elec/gear loss	1139	kW	
Non-heat balance related auxiliaries	2136,6	kW	
Transformer loss	714,7	kW	
Energy In - Energy Out	-57,1	kW	-0,0176 %
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)			
Gas Turbine and Steam Cycle: Energy In - Energy Out = -57.09 kW			

System Summary Table

Plant Summary		
1. System Summary		
Plant total power output @ generator terminal	142945	kW
Total auxiliaries & transformer losses	3412	kW
Plant net power output	139533	kW
Plant LHV heat rate @ generator terminal	5629	kJ/kWh
Plant HHV heat rate @ generator terminal	6220	kJ/kWh
Plant net LHV heat rate	5766	kJ/kWh
Plant net HHV heat rate	6372	kJ/kWh
Plant LHV electric eff. @ generator terminal	63,96	%
Plant HHV electric eff. @ generator terminal	57,88	%
Plant net LHV electric efficiency	62,43	%
Plant net HHV electric efficiency	56,49	%
2. Plant Efficiencies		
PURPA efficiency, LHV	51,64	%
PURPA efficiency, HHV	46,73	%
CHP (Total) efficiency, LHV	40,85	%
CHP (Total) efficiency, HHV	36,97	%
Power generation eff. on chargeable energy, LHV	50,67	%
Power generation eff. on chargeable energy, HHV	45,85	%
Canadian Class 43 heat rate	9388	kJ/kWh
Plant fuel LHV chemical energy input (77F/25C)	223501	kW
Plant fuel HHV chemical energy input (77F/25C)	246987	kW
Total energy input (chemical LHV + ext. addn.)	296983	kW
Energy chargeable to power, LHV	275365	kW
Energy chargeable to power, HHV	304302	kW
GT fuel chemical HHV/LHV ratio	1,105	
DB fuel chemical HHV/LHV ratio	1,105	
Plant fuel HHV heat input /LHV heat input	1,105	
3. Gas Turbine Performance (per unit) (Physical Model #352)		
	SGT-800	2 unit(s)
Gross power output	41497	kW
Gross LHV efficiency	37,13	%
Gross HHV efficiency	33,6	%
Gross LHV heat rate	9695	kJ/kWh
Gross HHV heat rate	10713	kJ/kWh
Exhaust mass flow	117,1	kg/s
Exhaust temperature	547,7	C
Fuel chemical LHV input (77F/25C)	111751	kW
Fuel chemical HHV input (77F/25C)	123494	kW
4. Steam Cycle Performance (LHV)		
HRSG efficiency	85,06	%
Steam turbine gross power	59950	kW
Internal gross efficiency	50,93	%
Overall efficiency	43,32	%
Net process heat output	-48234	kW
Fuel chemical LHV (77F/25C) to duct burners	0	kW
Fuel chemical HHV (77F/25C) to duct burners	0	kW
DB fuel chemical LHV + HRSG inlet sens. heat	138387	kW
Net process heat output / total output	-52,83	%
5. Plant Auxiliaries		
GT fuel compressor(s)	0	kW
GT supercharging fan(s)	0	kW
GT electric chiller(s)	0	kW
GT chiller/heater water pump(s)	0	kW

System Summary Table

Plant Summary		
HRSG feedpump(s)	464,1	kW
Condensate pump(s)	96,14	kW
HRSG forced circulation pump(s)	0	kW
LTE recirculation pump(s)	2,576	kW
Cooling water pump(s)	0	kW
Air cooled condenser fans	789,1	kW
Cooling tower fans	0	kW
HVAC	55	kW
Lights	100	kW
Aux. from PEACE running motor/load list	803,5	kW
Miscellaneous gas turbine auxiliaries	188	kW
Miscellaneous steam cycle auxiliaries	127	kW
Miscellaneous plant auxiliaries	71,47	kW
Constant plant auxiliary load	0	kW
Gasification plant, ASU	0	kW
Power to AGR	0	kW
Gasification plant, air boost compressor	0	kW
Gasification plant, fuel preparation	0	kW
Gasification plant, syngas recirculation compressor	0	kW
Gasification plant, Other/misc	0	kW
Desalination plant auxiliaries	0	kW
Program estimated overall plant auxiliaries	2696,9	kW
Actual (user input) overall plant auxiliaries	2696,9	kW
Transformer losses	714,7	kW
Total auxiliaries & transformer losses	3412	kW

Gas Turbine Summary Report

GT MASTER 22.0 GNI											
540 06-27-2012 09:37:27 file=.GTM											
Program revision date: February 29, 2012											
Plant Configuration: GT, HRSG, and condensing reheat ST											
ESTIMATED G.T. SITE PERFORMANCE (Physical Model #352)											
Fuel = Gas Hassi R'mel, supplied @ 11 C											
LHV @ 11 C = 44612,38 kJ/kg											
G.T. @ 100 % rating, inferred TIT control model, CC limit											
Site ambient conditions: 0,8885 bar, 7 C, 62,5% RH											
Total inlet loss = 10 millibar, Exhaust loss = 34,98 millibar											
Inlet filter = 10 Evap cooler = 0 millibar											
Duct & stack = 4,98, HRSG = 30,00 millibar											
Evap. inlet cooler to 61,8 % RH, Effectiveness = 85 %											
Evap. inlet cooler H2O = 0 kg/s											
SGT-800 (Physical Model #352)											
PR	TIT	TET	Mair	kW	H.R.LHV	Mex	N2	O2	CO2	H2O	Ar
	C	C	kg/s		kJ/kWh	kg/s	%	%	%	%	%
19,6	1290	548	115	41497	9695	117	75,058	13,336	3,539	7,159	0,908
Engine ID =352											
FUEL HEATING & COOLING AIR PRECOOLER (per GT)											
Sources of Fuel Heat kW					Heat Sinks of CA Precooler kW						
CA Preclr	HRSG	ST	Ext.	Total	Fuel	HRSG	Ext.	Total			
0	1073,8	0	0	1073,8	0	0	0	0			
0%	100%	0%	0%	100%	0%	0%	0%	0%			
Fuel temp. after heating = 201,5 C											
Fuel molecular weight = 19,09; LHV @ combustor = 45041 kJ/kg											
G.T. auxiliary power = 94 kW _e .											
ESTIMATED G.T. CYCLE											
Stream	p	T	M	M.W.	MOLE COMPOSITION %						
	bar	C	kg/s		N2	O2	CO2	H2O	Ar		
Ambient air in	0,89	7	114,58	28,892	77,545	20,806	0,030	0,685	0,934		
After filter	0,88	7	114,58	28,892	77,545	20,806	0,030	0,685	0,934		
Cooler inlet	0,88	7	114,58	28,892	77,545	20,806	0,030	0,685	0,934		
Cooler H2O evap			0,00								
Compressor inlet	0,88	7	114,58	28,892	77,545	20,806	0,030	0,685	0,934		
Turbine coolant			14,70								
Compressor discharge	17,19	422	99,88	28,892	77,545	20,806	0,030	0,685	0,934		
Fuel flow	30,80	202	2,50336								
Turbine inlet	16,50	1290	102,38	28,450	74,706	12,280	4,035	8,074	0,904		
Turbine coolant			14,70								
Turbine exhaust	0,92	548	117,08	28,505	75,058	13,336	3,539	7,159	0,908		
Compressor = 48965 Turbine = 92223 kW											
Turbine coolant = 12,83% compr in											
Mech loss = 387,9 kW Gear box loss = 721,4 kW Generator loss = 651,1 kW											
Mech eff. = 99,1% Gear box eff. = 98,32% Generator eff. = 98,46%											
GT specific power @ gen term = 362,2 kW per kg/s											
GT efficiency @ gen term = 33,6% HHV = 37,13% LHV											
GT efficiency @ gen term adjusted for fuel supply temp. of 11 C = 33,62% HHV = 37,16% LHV											
GT efficiency @ gen term adjusted for fuel temp. @ combustor of 201,5 C = 33,33% HHV = 36,8% LHV											

Gas Turbine Summary Report

GAS TURBINE/GENERATOR HEAT BALANCE (Physical Model #352)									
Energy in =		126933		kW					
Compressor Inlet		Compressor Inlet		Water		Steam	Fuel Enthalpy	Gas/Air	
Air Sensible		Air Latent		Injection		Injection	@ Combustor	Addition	
765		1225		0		0	124943	0	
Energy out =		126962		kW					
Misc	Mech	Gbox	Gen	Turb(Q1)	Exhaust	Exhaust	Electric	Steam(Q2)	Proc
Loss	Loss	Loss	Loss	Coolant	Sensible	Latent	Output	Coolant	Air
451	388	721	651	0	70002	13252	41497	0	0
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)									
Heat Balance Error (In - Out) =			-29,61	kW	=	-0,0233	%		

Gas Turbine Summary Table

Gas Turbine Summary - SGT-800 (Physical Model #352)		
Ambient pressure	0,8885	bar
Ambient temperature	6,6	C
Ambient relative humidity	62,5	%
Total inlet loss	10	millibar
Total exhaust loss	34,98	millibar
1. Estimated G.T. Site Performance		
GT load as percent of rating	100	%
Gross power output	41497	kW
Gross LHV heat rate	9695	kJ/kWh
Gross HHV heat rate	10713	kJ/kWh
Gross LHV efficiency	37,13	%
Gross HHV efficiency	33,6	%
Gross LHV efficiency adjusted for fuel temperature	37,16	%
Gross HHV efficiency adjusted for fuel temperature	33,62	%
TIT control model	Inferred	
Compressor pressure ratio	19,57	
Turbine inlet temperature	1289,7	C
Turbine exhaust pressure	0,9235	bar
Turbine exhaust temperature	547,7	C
Turbine exhaust mass flow	117,1	kg/s
Turbine exhaust molecular weight	28,51	
Flue gas mole composition N2	75,06	%
Flue gas mole composition O2	13,34	%
Flue gas mole composition CO2	3,539	%
Flue gas mole composition SO2	0	%
Flue gas mole composition H2O	7,159	%
Flue gas mole composition AR	0,9078	%
Steam injection mass flow	0	kg/s
Water injection mass flow	0	kg/s
Steam injection / fuel flow	0	
Water injection / fuel flow	0	
2. Power		
Gross power output	41497	kW
Turbine	92223	kW
Compressor	48965	kW
Mechanical loss	387,9	kW
Gear box loss	721,4	kW
Generator loss	651,1	kW
Mechanical efficiency	99,1	%
Gear box efficiency	98,32	%
Generator efficiency	98,46	%
3. Fuel - Gas Hassi R'mel		
Fuel supply temperature	11	C
Fuel chemical LHV @ 77F/25C	44640	kJ/kg
Fuel chemical HHV @ 77F/25C	49330	kJ/kg
Fuel LHV @ supply temperature	44612	kJ/kg
Fuel LHV after fuel compressor	44612	kJ/kg
Fuel LHV after fuel heating	45041	kJ/kg
Fuel LHV @ combustor	45041	kJ/kg
Fuel chemical LHV input (77F/25C)	111751	kW
Fuel chemical HHV input (77F/25C)	123494	kW
4. G.T. Deviation from Nominal, Clean Engine		
Compressor inlet airflow reduction	0	%

Gas Turbine Fuel

Gas Fuel		
Fuel Name: Gas Hassi R'mel		
Fuel supply temperature	11	C
Molecular weight	19,09	
Total LHV + Sensible heat @ 11C	44612	kJ/kg
Total fuel enthalpy reference to 0C	49480	kJ/kg
Volumetric LHV @ 25C (scm: m ³ @ 25 C & 1.013 bar)	34831	[kJ/scm]
Volumetric HHV @ 25C (scm: m ³ @ 25 C & 1.013 bar)	38491	[kJ/scm]
Heating Values		
LHV @ 25C	44640	kJ/kg
HHV @ 25C	49330	kJ/kg
Analysis of Fuel (volume %)		
Hydrogen H2	0	%
Oxygen O2	0	%
Water Vapor H2O	0	%
Nitrogen N2	5,85	%
Carbon Monoxide CO	0	%
Carbon Dioxide CO2	0,21	%
Methane CH4	83,35	%
Ethane C2H6	6,9	%
Propane C3H8	2,1	%
n-Butane C4H10	0,53	%
n-Pentane C5H12	0,38	%
Hexane C6H14	0,14	%
Ethylene C2H4	0	%
Propylene C3H6	0	%
Butylene C4H8	0	%
Pentene C5H10	0	%
Benzene C6H6	0	%
Toluene C7H8	0	%
Xylene C8H10	0	%
Acetylene C2H2	0	%
Naphthalene C10H8	0	%
Methanol CH3OH	0	%
Ethanol C2H5OH	0	%
Ammonia NH3	0	%
Hydrogen Sulfide H2S	0	%
Sulfur Dioxide SO2	0	%
Isobutane C4H10	0,35	%
Carbonyl Sulfide COS	0	%
Hydrogen Cyanide CHN	0	%
Argon Ar	0,19	%
Total	100	%

Steam Cycle Summary

GT MASTER 22.0 GNI										
540 06-27-2012 09:37:27 file=.GTM										
Program revision date: February 29, 2012										
Type:9 Induction										
Steam Property Formulation: IFC-67										
STEAM CYCLE HEAT BALANCE										
Energy in =		241939	kW							
GT Exhaust/Air Addn.		DB Fuel	Makeup	Process		Feedpump		Steam		Ext. GT
Sensible	Latent	Enthalpy		Return		Aux. Load		/Heat		Water Return
140003	26503	0	60	0		560		73482		0 1330
Energy out =		241937	kW							
Heat	Blowdown	Mech/Elec/	Stack	Stack	Condenser	Steam	To GT	Process	Electric	
Radiated		Gear Loss	Sensible	Latent	/DA vent	/Heat		Water	Output	
1202	1159	1139	21403	26503	101854	0	3478	25248	59950	
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)										
Heat Balance Error (In - Out) =			2,126	kW	=	0,0009	%			
HRSG GAS SIDE - Each of 2 HRSG's.										
Zone	Tg	Tw	DT	Afrn	DP	Mg	Qg	Vg	Tube	Tubes
/path	C	C	C	sq.m	millibar	kg/s	kW	m/s	rows	per row
0	546,6	515,8	30,8							
2	HPS3			38,2	0,92	117,1	1929,0	15,3	4,0	40,0
	532,4	475,4	57,0							
1	532,4	515,2	17,2							
0	RH3			38,2	2,74	117,1	2959,4	19,4	12,0	40,0
	510,4	454,4	56,0							
2	510,4	475,6	34,9							
2	HPS1			38,2	1,14	117,1	3121,7	14,4	6,0	40,0
	487,2	415,1	72,0							
3	487,2	454,4	32,8							
0	RH1			38,2	4,32	117,1	6950,7	19,2	10,0	40,0
	434,9	313,2	121,8							
4	434,9	415,1	19,8							
2	HPS0			38,2	3,78	117,1	7740,0	13,6	12,0	40,0
	376,0	313,4	62,6							
5	376,0	313,4	62,6							
2	HPB1			38,2	3,23	117,1	6662,4	13,0	9,0	40,0
	324,5	313,4	11,1							
6	324,5	307,7	16,8							
1	IPS2			38,2	0,24	117,1	252,3	10,5	3,0	36,0
	322,6	280,9	41,7							
7	322,6	308,3	14,3							
2	HPE3			38,2	0,74	117,1	916,6	12,3	2,0	40,0
	315,4	276,5	38,9							
9	315,4	280,9	34,5							
1	IPS1			38,2	0,23	117,1	679,8	10,7	2,0	40,0
	310,2	217,1	93,1							

Steam Cycle Summary

10	2	310,2	HPE2	276,5	33,6	38,2	0,42	117,1	1391,4	11,1	2,0	40,0
		299,3		221,3	78,0							
11	1	299,3	IPB	217,1	82,2	38,2	3,47	117,1	7259,3	10,6	37,0	40,0
		242,2		217,1	25,1							
12	1	242,2	IPE2	218,2	24,1	38,2	5,65	117,1	9133,3	7,7	108,0	40,0
		169,4		134,4	34,9							
14	0	169,4	LPB	133,5	35,8	38,2	0,34	117,1	1013,7	8,2	3,0	40,0
		161,2		133,5	27,7							
17	1	161,2	LTE	122,6	38,6	38,2	2,78	117,1	9138,3	8,5	12,0	40,0
		87,3		60,0	27,3							
Totals						30,00			59148,0		222	
HP pinch = 11,1 C IP pinch = 25,1 C LP pinch = 27,7 C												
Exhaust loss = 34,98 millibar:												
Duct & stack = 4,98, HRSG = 30,00 millibar												
Stack gas mole composition, %				N2 %	O2 %	CO2 %	SO2 %	H2O %	AR %			
				75,058	13,336	3,539	0,0000	7,159	0,908			
Flue gas dew point = 37 C M.W.= 28,51												
HRSG inlet flue gas specific volume = 2,589 m^3/kg, exit = 1,183 m^3/kg												

Steam Cycle Summary

UPPER CASE CAPTIONS for total plant flows.								
HRSG - HP CIRCUIT (Data for each of 2 HRSG's)								
	P	T	h	m	s	UA	Q	A
	bar	C	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	kW/C	kW	sq.m
feedpump discharge	128,43	221,10	952,00	5,230	2,5094			
HP feedwater	103,42	221,30	952,00	5,230	2,5153			
TO DESUP.	103,42	221,30	952,00	0,007	2,5153			
Heat exchanger: HPE2	103,39	276,50	1216,88	5,227	3,0227	26,35	1385	547
Heat exchanger: HPE3	103,38	308,30	1391,37	5,227	3,3311	37,34	912	1023
HP blowdown	103,38	313,40	1422,52	0,249	3,3844			
Heat exchanger: HPB1	103,38	313,40	2721,50	4,978	5,5989	223,73	6629	4725
pegging stm to D/A	103,38	313,40	2721,50	0,063	5,5989			
STEAM ADDITION	103,38	313,40	2721,50	27,000	5,5989			
Leaving HPB1	103,38	313,40	2721,50	18,415	5,5989			
Heat exchanger: HPS0	102,86	415,10	3139,70	18,415	6,2654	206,85	7702	4962
Heat exchanger: HPS1	102,24	475,60	3308,37	18,415	6,5029	61,12	3106	1072
DESUP. WATER		221,30	952,00	0,007				
Leaving HPS2	102,24	475,40	3307,94	18,419	6,5024			
Heat exchanger: HPS3	101,99	515,80	3412,14	18,419	6,6390	45,35	1919	861
Leaving HP circuit	101,99	515,80	3412,14	18,419	6,6390			
AFTER PIPE	100,00	514,00	3409,82	36,838	6,6445			
TO HPT THROTTLE	100,00	514,00	3409,81	36,838	6,6445			
HRSG - RH CIRCUIT (Data for each of 2 HRSG's)								
	P	T	h	m	s	UA	Q	A
	bar	C	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	kW/C	kW	sq.m
COLD RH FROM ST	22,66	316,40	3055,94	36,274	6,7680			
AFTER COLD RH PIPE	21,71	314,30	3053,61	36,274	6,7827			
COLD REHEAT STEAM	21,71	314,30	3053,61	36,274	6,7827			
FROM IPS AFTR VLV3	21,71	307,70	3038,10	7,752	6,7562			
Entering reheater	21,71	313,20	3050,88	22,013	6,7781			
Heat exchanger: RH1	21,67	454,40	3365,05	22,013	7,2595	103,87	6916	3279
Heat exchanger: RH3	21,57	515,20	3498,82	22,013	7,4382	90,90	2945	1412
Leaving RH circuit	21,57	515,20	3498,82	22,013	7,4382			
AFTER HOT RH PIPE	20,75	513,70	3496,49	44,026	7,4528			
HOT REHEAT TO ST	20,75	513,70	3496,49	44,026	7,4528			
HRSG - IP CIRCUIT (Data for each of 2 HRSG's)								
	P	T	h	m	s	UA	Q	A
	bar	C	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	kW/C	kW	sq.m
feedpump discharge	37,92	134,20	566,57	24,660	1,6750			
IP feedwater	23,24	134,40	566,57	24,660	1,6789			
Heat exchanger: IPE2	22,39	218,20	935,09	24,660	2,5005	309,94	9088	4674
to HP feedpump	22,39	218,20	935,09	5,230	2,5005			
To GT fuel heater		218,20	935,09	1,859	2,5005			
PROCESS @ DELIVERY	22,39	218,20	935,09	27,000	2,5005			
Leaving IPE2	22,39	218,20	935,09	4,070	2,5005			
IP blowdown	21,94	217,10	930,21	0,194	2,4907			
Heat exchanger: IPB	21,94	217,10	2798,83	3,876	6,3022	150,78	7223	2097
Heat exchanger: IPS1	21,84	280,90	2973,34	3,876	6,6394	11,47	676	219
Heat exchanger: IPS2	21,71	307,70	3038,10	3,876	6,7562	9,17	251	150

Steam Cycle Summary

HRSG - FEEDWATER (Data for each of 2 HRSG's)								
	P	T	h	m	s	UA	Q	A
	bar	C	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	kW/C	kW	sq.m
FROM COND WELL	0,41	34,72	145,41	48,289	0,5010			
AFTER COND PUMP	3,57	35,09	147,26	48,289	0,5060			
MAKEUP	3,57	15,00	63,28	0,952	0,2242			
MIXED FEEDWATER	3,57	34,71	145,63	49,241	0,5007			
feedwater per HRSG	3,57	34,71	145,63	24,620	0,5007			
LTE recirculation addn.		122,60	514,95	9,886				
LTE inlet		60,02	251,44	34,507				
Heat exchanger: LTE	3,00	122,60	514,95	34,507	1,5558	281,13	9093	7065
To LTE recirculation	3,00	122,60	514,95	9,886	1,5558			
To deaerator	3,00	122,60	514,95	24,620	1,5558			
HRSG - DEAERATOR (Data for each of 2 HRSG's)								
	P	T	h	m	s	UA	Q	A
	bar	C	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	kW/C	kW	sq.m
steam from LPB	3,00	133,50	2724,49	0,466	6,9905			
pegging stm frm HP	103,38	313,40	2721,50	0,063	5,5989			
feedwater to LP	3,00	133,50	561,40	0,490	1,6715			
fw to IP and/or HP	3,00	133,50	561,40	24,660	1,6715			
HRSG - LP CIRCUIT (Data for each of 2 HRSG's)								
	P	T	h	m	s	UA	Q	A
	bar	C	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	kW/C	kW	sq.m
water from D/A	3,00	133,50	561,40	0,490	1,6715			
LP blowdown	3,00	133,50	561,40	0,023	1,6715			
Heat exchanger: LPB	3,00	133,50	2724,49	0,466	6,9905	32,08	1009	576
LPB steam to D/A	3,00	133,50	2724,49	0,466	6,9905			
Boiler feedpumps = 232,1 kWe: HP = 94,44 kWe IP = 137,6 kWe								
Condensate pump(s) = 96,14 kWe								

Steam Cycle Summary

AIR COOLED CONDENSER (DRY) - Each of 1 ST/condenser					
	P	T	h	m	RH
	bar	C	kJ/kg	kg/s	%
LPT exit	0,0608	36,44	2412,32	44,54	
Condenser	0,0554	34,72	2412,32	44,54	
SSR steam		388,50	3253,87	0,03	
HRSG fuel heating return		85,01	357,60	3,72	
Saturation	0,0554	34,72			
Condensate out	0,4143	34,72	145,41	48,29	
9 Full Speed Cells:					
Cooling air in		6,60		5355,88	62,5
Cooling air out		25,39		5355,88	18,8
Totals of 9 cells per ST/condenser:					
No. of full speed cells = 9, half speed cells = 0, cells off = 0					
Duty = 101854 kW					
Number of rows = 1 Surface area = 260803 sq.m					
Condenser frontal area = 2122,5 sq.m Max. air velocity = 4,06 m/s					
Draft loss = 0,7987, Dynamic pressure = 0,372, Total fan DP = 1,17 millibar					
Fans = 789,1 kWe Cond. pump = 96,14 kWe					
Rectangular tubes, Aluminum fins, Galvanized CS tubes					
Prime surface = 12382 Fin surface = 248421 sq.m . Fin eff. = 0,8321					
Tube width = 20 mm, height = 200 mm, thickness = 1,905 mm					
Fin thickness = 0,3 mm, height = 19 mm, spacing = 2,009 mm					
Tube transverse pitch = 59,66 mm					
PIPES					
	Pipe name		Pressure loss [bar]		
1	HPB to HPT pipe		1,99		
2	Hot reheat pipe		0,82		
3	Cold reheat pipe		0,94		
* Non-heat balance pipes are shown in PEACE output					

Steam Turbine Summary Report

STEAM TURBINE FLOWS										
	P	T	h	M	s	Superheat	Quality	Exp Pwr	Eff	No. of
	bar	C	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	C		kW	%	stages
BEFORE STOP VALVE	100,00	514,00	3409,81	36,838	6,6445	203,0				
AFTER STOP VALVE	97,51	512,80	3409,81		6,6552	203,7				
-Valve stem leak 1			3409,83	0,127						
-Valve stem leak 2			3409,83	0,029						
-HP inlet leak 1			3409,83	0,278						
HPT inlet	97,51	512,80	3409,81	36,404	6,6552	203,7				
HP/IP/LP Casing: Group HPTL										
GROUP IN	96,93	512,60	3409,82	36,404	6,6578	203,9			84,49*	10
GROUP OUT	22,66	316,40	3055,94	36,404	6,7680	97,6		12883	84,78**	
-HP exit leak 1			3055,94	0,107						
-HP exit leak 2			3055,94	0,023						
HPT EXIT	22,66	316,40	3055,94	36,274	6,7680	97,6				
HOT REHEAT	20,75	513,70	3496,49	44,026	7,4528	299,5				
+Valve stem leak 1			3409,83	0,127						
+HP inlet leak 1			3409,83	0,278						
BEF STOP VALVE	20,75	513,40	3495,70	44,432	7,4518	299,1				
AFT STOP VALVE	20,34	513,20	3495,70	44,432	7,4610	300,0				
HP/IP/LP Casing: Group LPTA1										
GROUP IN	20,34	513,20	3495,70	44,432	7,4610	300,0			88,39*	7
GROUP OUT	2,65	254,60	2978,09	44,432	7,5934	125,2		22999	88,39**	
+HP exit leak 1			3055,94	0,107						
HP/IP/LP Casing: Group LPTL										
GROUP IN	2,65	254,60	2978,28	44,539	7,5937	125,3			88,83*	5
GROUP OUT	0,061	36,44	2398,21	44,539	7,7779		0,930		91,05**	
AFTER LL	0,06	36,44	2412,32	44,539	7,8235		0,936	25208		
TO CONDENSER	0,055	34,72	2412,32	44,539	7,8643		0,937			
* : Group overall efficiency (including control valve and/or leaving losses)										
**: Group blading efficiency										
Dry exhaust loss = 18,28 kJ/kg, corrected exhaust loss = 14,11 kJ/kg										
Exhaust volume flow per path = 970,2 m ³ /s										
ST expansion power = 61089 kW.										
ST mech. loss = 165,8 kW.										
Generator elec. & mech. loss = 973,2 kW (Elec. & windage loss = 856,5 kW, Mech. loss = 116,8 kW)										
Generator elec. & mech. eff = 98,4 %										
ST/Generator mech. x elec. efficiency = 98,14 %										
Generator output = 59950 kWe. ST auxiliaries = 127 kWe										

Emissions

Emissions	kg/hr	metric ton/year	kg/MWhr (gross)
Gas Turbine Emissions (total for 2 units) - burning gas fuel			
NOx as NO2	0	0	0
CO	0	0	0
UHC as CH4	0	0	0
SOx as SO2	0	0	0
CO2 (net)	45687	370061	319,6
Plant Total Emissions			
NOx as NO2	0	0	0
CO	0	0	0
UHC as CH4	0	0	0
SOx as SO2	0	0	0
CO2 (net)	45687	370061	319,6
NH3	0	0	0
Plant Total Ammonia Consumption for SCR			
Pure NH3	0	0	0
Aqueous Ammonia	0	0	0
Note:			
Gas turbine and duct burner NOx, CO, and UHC emissions rates			
are computed from user-specified concentrations, input on the Environment topic.			
NH3 emissions are user-specified via the 'Ammonia slip' input on the SCR design menu.			
The program DOES NOT predict emissions of these compounds.			
It is the user's responsibility to input OEM-provided			
data that is consistent with equipment operation at this specific running condition.			

Water Accounting

Plant Water Accounting	Current flow	% included		
Total Water Consumption			0,9517	kg/s
Evaporative cooler	0	100	0	kg/s
Fogger	0	100	0	kg/s
External water to GT injection	0	100	0	kg/s
Steam cycle makeup	0,9517	100	0,9517	kg/s
Cooling tower makeup	0	100	0	kg/s
Wet air cooled condenser makeup	0	100	0	kg/s
Total HRSG water addition	0	0	0	kg/s
Condensate addition	0	0	0	kg/s
Addition before LTE (FW Tank)	0	0	0	kg/s
Addition at deaerator	0	0	0	kg/s
Auxiliary cooling tower makeup	0	100	0	kg/s
LMS100 cooling tower makeup	0	100	0	kg/s
Total Water Discharge			27,93	kg/s
HRSG blowdown	0,932	100	0,932	kg/s
Cooling tower blowdown	0	100	0	kg/s
Wet air cooled condenser blowdown	0	100	0	kg/s
Total HRSG water bleed	27	100	27	kg/s
Deaerator bleed	0	100	0	kg/s
IPE bleed	0	100	0	kg/s
HPE bleed	0	100	0	kg/s
Condensate bleed	0	100	0	kg/s
Bleed before LTE (FW Tank)	0	100	0	kg/s
Water condensed from GT inlet chilling	0	100	0	kg/s
Auxiliary cooling tower blowdown	0	100	0	kg/s
LMS100 cooling tower blowdown	0	100	0	kg/s

ANEXO B: BALANCES MENSUALES Y ANUALES

SITUACIÓN ACTUAL	ALTERNATIVA				ISCC 2x1								
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DEC	TOTAL
CONDICIONES AMBIENTALES													
TEMPERATURA AMBIENTE													
Temperatura Media, °C	5,96	7,17	11,60	13,82	18,77	24,67	28,97	27,69	22,12	17,40	10,03	6,72	16,24
Temperatura Máxima, °C	19,20	20,00	24,40	28,10	32,40	37,50	40,50	38,40	35,40	30,10	23,80	18,50	40,50
Temperatura Mínima, °C	-2,50	-3,20	-0,50	2,30	4,60	12,10	15,70	16,10	10,60	6,20	0,30	-2,90	-3,20
HUMEDAD RELATIVA													
Humedad relativa media, %	65,18	54,76	45,33	44,29	37,47	30,09	23,98	27,64	39,24	46,66	59,97	67,47	45,17
Humedad relativa máxima, %	100,00	93,00	86,00	85,00	84,00	78,00	58,00	54,00	81,00	86,00	93,00	100,00	100,00
Humedad relativa mínima, %	29,00	20,00	19,00	16,00	13,00	10,00	10,00	10,00	15,00	21,00	26,00	28,00	10,00
Radiación solar directa, kWh/m²mes	98,26	127,79	194,23	215,38	245,03	262,10	269,49	235,19	181,93	141,82	98,95	90,27	2160,44
OPERACIÓN PLANTAS . AÑO TIPO													
CICLO COMBINADO													
Días totales año	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31	365
Días de parada	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	0	20
Días operación	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	10	31	345
CAMPO SOLAR													
Días totales año	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31	365
Días de parada	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	0	20
Días operación	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	10	31	345

BALANCE MENSUAL DE ENERGIA													
ALTERNATIVA				ISCC 2x1									
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DEC	TOTAL
1. PRODUCCION DE ELECTRICIDAD, GWh/a													
TURBINA DE GAS													
Total	61,9	55,7	60,9	58,6	60,0	57,4	58,7	58,9	57,8	60,2	19,7	61,7	671,7
TURBINA DE VAPOR													
vapor de Ciclo Combinado	29,5	26,5	28,7	27,4	27,3	25,1	24,9	25,2	25,7	27,6	9,3	29,4	306,7
vapor de Campo Solar	2,1	3,7	5,2	5,5	6,4	6,3	6,5	5,8	4,9	4,2	0,8	1,7	53,0
Total	31,6	30,2	33,9	32,9	33,6	31,4	31,4	31,0	30,7	31,8	10,1	31,1	359,7
TOTAL	93,5	85,9	94,8	91,5	93,7	88,9	90,1	89,9	88,4	92,0	29,8	92,9	1.031,4
2. CONSUMO DE ELECTRICIDAD, GWh/a													
Ciclo Combinado	2,5	2,2	2,5	2,4	2,5	2,4	2,5	2,5	2,4	2,5	0,8	2,5	27,6
Campo Solar	0,1	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,4	0,3	0,2	0,0	0,1	3,6
TOTAL	2,6	2,4	2,8	2,8	2,9	2,9	3,0	2,9	2,7	2,7	0,8	2,6	31,1
3. VENTA DE ELECTRICIDAD, GWh/a													
TOTAL	90,9	83,4	92,0	88,8	90,7	86,0	87,1	87,0	85,7	89,3	29,0	90,3	1.000,2
4. CONSUMO DE COMBUSTIBLE PCI, GWh/a													
Turbina de gas	166,8	150,1	164,3	158,3	162,3	155,6	159,5	159,9	156,4	162,6	53,2	166,3	1.815,1
5. CONSUMO DE CALOR, GWh/a													
En producción de electricidad	82,2	80,1	92,5	91,0	96,8	95,2	99,0	96,2	90,0	89,6	26,8	80,9	1.020,3
6. PRODUCCION DE CALOR, GWh/a													
Caldera de Recuperación de Calo	77,0	70,5	78,5	76,3	79,2	77,0	79,6	79,2	76,1	78,1	24,9	76,8	873,2
Caldera HTF	5,2	9,6	13,9	14,8	17,5	18,2	19,4	17,0	13,9	11,5	1,9	4,1	147,1
TOTAL	82,2	80,1	92,5	91,0	96,8	95,2	99,0	96,2	90,0	89,6	26,8	80,9	1.020,3
Rendimiento bruto ciclo													
	56%	57%	58%	58%	58%	57%	56%	56%	57%	57%	56%	56%	57%

BALANCE ANUAL DE ENERGIA		ALTERNATIVA	ISCC 2x1
ELECTRICIDAD		GWh/a	
Producción T. Gas		671,7	65,1 %
Producción T. Vapor			
De vapor de Ciclo Combinado		306,7	29,7 %
De vapor de Campo Solar		53,0	5,1 %
Producción T. Vapor TOTAL		359,7	34,9 %
Produccion TOTAL		1.031,4	100,0 %
Consumo			
Ciclo Combinado		27,6	88,5 %
Campo Solar		3,6	11,5 %
Consumo Total		31,1	100,0 %
Venta		1.000,2	97,0 %
Contribución solar sobre la producción total			5,14 %
Rendimiento bruto			56,82 %
CONSUMO DE CALOR		GWh/a	
En producción de electricidad		1.020,3	100,0 %
FUENTE DE CALOR		GWh/a	
C. Recuperación calor		873,2	85,6 %
Caldera de HTF		147,1	14,4 %
Total		1.020,3	100 %
COMBUSTIBLE PCI		GWh/a	
Turbina de gas		1.815,1	100,00 %

SITUACIÓN ACTUAL	ALTERNATIVA ISCC 2x1 CON ALMACENAMIENTO												
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DEC	TOTAL
CONDICIONES AMBIENTALES													
TEMPERATURA AMBIENTE													
Temperatura Media, °C	5,96	7,17	11,60	13,82	18,77	24,67	28,97	27,69	22,12	17,40	10,03	6,72	16,24
Temperatura Máxima, °C	19,20	20,00	24,40	28,10	32,40	37,50	40,50	38,40	35,40	30,10	23,80	18,50	40,50
Temperatura Mínima, °C	-2,50	-3,20	-0,50	2,30	4,60	12,10	15,70	16,10	10,60	6,20	0,30	-2,90	-3,20
HUMEDAD RELATIVA													
Humedad relativa media, %	65,18	54,76	45,33	44,29	37,47	30,09	23,98	27,64	39,24	46,66	59,97	67,47	45,17
Humedad relativa máxima, %	100,00	93,00	86,00	85,00	84,00	78,00	58,00	54,00	81,00	86,00	93,00	100,00	100,00
Humedad relativa mínima, %	29,00	20,00	19,00	16,00	13,00	10,00	10,00	10,00	15,00	21,00	26,00	28,00	10,00
Radiación solar directa, kWh/m²mes	98,26	127,79	194,23	215,38	245,03	262,10	269,49	235,19	181,93	141,82	98,95	90,27	2160,44
OPERACIÓN PLANTAS . AÑO TIPO													
CICLO COMBINADO													
Días totales año	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31	365
Días de parada	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	0	20
Días operación	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	10	31	345
CAMPO SOLAR													
Días totales año	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31	365
Días de parada	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	0	20
Días operación	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	10	31	345

BALANCE MENSUAL DE ENERGIA													
ALTERNATIVA				ISCC 2x1 CON ALMACENAMIENTO									
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DEC	TOTAL
1. PRODUCCION DE ELECTRICIDAD, GWh/a													
TURBINA DE GAS													
Total	61,9	55,7	60,9	58,6	60,0	57,4	58,7	58,9	57,8	60,2	19,7	61,7	671,7
TURBINA DE VAPOR													
vapor de Ciclo Combinado	29,5	26,5	28,7	27,4	27,3	25,1	24,9	25,2	25,7	27,6	9,3	29,4	306,7
vapor de Campo Solar	2,1	4,0	7,8	9,5	10,5	10,5	10,8	9,6	7,3	4,7	0,8	1,7	79,2
Total	31,6	30,5	36,5	36,9	37,7	35,6	35,7	34,8	33,1	32,3	10,1	31,1	385,9
TOTAL	93,5	86,2	97,3	95,5	97,8	93,0	94,4	93,7	90,8	92,5	29,8	92,9	1.057,6
2. CONSUMO DE ELECTRICIDAD, GWh/a													
Ciclo Combinado	2,5	2,2	2,5	2,4	2,5	2,4	2,5	2,5	2,4	2,5	0,8	2,5	27,7
Campo Solar	0,1	0,2	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,5	0,4	0,2	0,0	0,1	4,0
TOTAL	2,6	2,4	2,9	2,9	3,0	3,0	3,1	3,0	2,8	2,7	0,8	2,6	31,7
3. VENTA DE ELECTRICIDAD, GWh/a													
TOTAL	90,9	83,8	94,5	92,7	94,7	90,1	91,4	90,7	88,1	89,8	29,0	90,3	1.025,8
4. CONSUMO DE COMBUSTIBLE PCI, GWh/a													
Turbina de gas	166,8	150,1	164,3	158,3	162,3	155,6	159,5	159,9	156,4	162,6	53,2	166,3	1.815,1
5. CONSUMO DE CALOR, GWh/a													
En Producción de Electricidad	82,3	81,1	100,5	103,8	110,2	109,4	114,3	109,6	98,2	91,1	26,8	80,9	1.108,2
6. PRODUCCION DE CALOR, GWh/a													
Caldera de Recuperación de Calor	77,0	70,6	79,8	78,3	81,4	79,2	82,1	81,3	77,4	78,3	24,9	76,8	887,2
Caldera HTF	5,3	10,5	20,7	25,5	28,8	30,1	32,2	28,3	20,7	12,8	1,9	4,1	221,0
TOTAL	82,3	81,1	100,5	103,8	110,2	109,4	114,3	109,6	98,2	91,1	26,8	80,9	1.108,2
Rendimiento bruto ciclo	56%	57%	59%	60%	60%	60%	59%	59%	58%	57%	56%	56%	58%

**BALANCE ANUAL DE ENERGIA
ALTERNATIVA**

ISCC 2x1 CON ALMACENAMIENTO

ELECTRICIDAD	GWh/a	
Producción T. Gas	671,7	63,5 %
Producción T. Vapor		
De vapor de Ciclo Combinado	306,7	29,0 %
De vapor de Campo Solar	79,2	7,5 %
Producción T. Vapor TOTAL	385,9	36,5 %
Produccion TOTAL	1.057,6	100,0 %
Consumo		
Ciclo Combinado	27,7	87,3 %
Campo Solar	4,0	12,7 %
Consumo Total	31,7	100,0 %
Venta	1.025,8	97,0 %
Contribución solar sobre la producción total		7,5 %
Rendimiento bruto		58,27 %
CONSUMO DE CALOR	GWh/a	
En producción de electricidad	1.108,2	100,0 %
FUENTE DE CALOR	GWh/a	
C. Recuperación calor	887,2	80,1 %
Caldera de HTF	221,0	19,9 %
Total	1.108,2	100 %
COMBUSTIBLE PCI	GWh/a	
Turbina de gas	1.815,1	100,00 %

ANEXO C: ESTUDIO ECONÓMICO

Resumen costo proyecto

Resumen Costo Proyecto	Costo de referencia	Costo estimado	
Central de Generación:			
I Equipo Especializado	96.497.000	106.147.000	USD
II Otros Equipos	4.457.000	4.903.000	USD
III Civil	12.336.000	8.035.000	USD
IV Mecánica	17.737.000	10.955.000	USD
V Montaje eléctrico & Cableado	4.241.000	2.568.000	USD
VI Edificios & Estructuras	7.761.000	4.938.000	USD
VII Ingeniería & puesta en marcha	9.259.000	9.193.000	USD
Planta Gasificación	NA	NA	
Planta Desalinización	NA	NA	
CO2 Capture Plant	NA	NA	
Subtotal - Costo interno del Contratista	152.288.000	146.740.000	USD
VIII Costos blandos & Miscelaneas del Contratista	32.816.000	27.763.000	USD
Precio del Contratista	185.104.000	174.503.000	USD
IX Costos blandos & Miscelaneas del Dueño	16.659.000	15.705.000	USD
Total - Costo del Dueño (1 USD per US Dollar)	201.763.000	190.208.000	USD
Potencia Neta Planta de placa	139	139	MW
Costo por kW - Contratista	1330,8	1254,6	USD per kW
Costo por kW - Dueño	1450,6	1367,5	USD per kW
* Cost estimates as of February 2012.			
** Land cost, utility connection cost, and spare parts costs are zero.			
The user may want to edit those inputs for better cost estimates.			

Costes de Inversión del campo solar con y sin almacenamiento

Fuente: Plan de Energías Renovables 2011-2020

PER 2011-2020			Campo solar (CCP)			Campo solar (CCP) con almacenamiento				
Capatción y concentracion energía solar										
espejos	35	Eur/m^2 apertura	235440	m^2	8,24	MEur	235440	m^2	8,24	MEur
estructuras metalicas	72	Eur/m^2 apertura	235440	m^2	16,95	MEur	235440	m^2	16,95	MEur
sistemas de posicionamiento	6.600	Eur/ud.	288	unidades	1,90	MEur	288	unidades	1,90	MEur
movimiento de tierras	21	Eur/m^2 apertura	235440	m^2	4,94	MEur	235440	m^2	4,94	MEur
cimentacion	37	Eur/m^2 apertura	235440	m^2	8,71	MEur	235440	m^2	8,71	MEur
montaje	43	Eur/m^2 apertura	235440	m^2	10,12	MEur	235440	m^2	10,12	MEur
nave de montaje	5,45	Eur/m^2 apertura	235440	m^2	1,28	MEur	235440	m^2	1,28	MEur
TOTAL			52,16			MEur	52,16			MEur
Sistema de conversión solar-termico										
aceite termico	2,83	Eur/kg	564530	Kg	1,60	MEur	564530	Kg	1,60	MEur
tubos absorbedores	892	Eur/tubo	10368	tubos	9,25	MEur	10368	tubos	9,25	MEur
juntas rotativas	190	Eur/ud.	1584	unidades	0,30	MEur	1584	unidades	0,30	MEur
tuberias valvulas y accesorios	13.400	Eur/lazo	72	lazos	0,96	MEur	72	lazos	0,96	MEur
sis. Trasiego aceites	87.000	Eur/lazo	72	lazos	6,26	MEur	72	lazos	6,26	MEur
sist. Purificación aceite	380.000	Eur/ud.	1	unidades	0,38	MEur	1	unidades	0,38	MEur
sist. Protecc. Contra incendios	11.400	Eur/lazo	72	lazos	0,82	MEur	72	lazos	0,82	MEur
sist. Inertización	5.900	Eur/lazo	72	lazos	0,42	MEur	72	lazos	0,42	MEur
Intercambiador aceite-vapor	240	Eur/KW	20000	KW	4,80	MEur	20000	KW	4,80	MEur
calderas GN	53	Eur/KWt	0	KWt	0,00	MEur	0	KWt	0,00	MEur
TOTAL			24,80			MEur	24,80			MEur
Almacenamiento										
medio almac. SALES	0,72	Eur/kg	0	kg	0	MEur	12847598	kg	9,25	MEur
sist. Trasiego sales	42	Eur/KWhe capacid.	0	KWhe	0	MEur	150000	KWhe	6,30	MEur
sist. Intercambiadores calor	17	Eur/KWhe capacid.	0	KWhe	0	MEur	150000	KWhe	2,55	MEur
sist. Llenado inicial	4	Eur/KWhe capacid.	0	KWhe	0	MEur	150000	KWhe	0,60	MEur
obra civil	10	Eur/KWhe capacid.	0	KWhe	0	MEur	150000	KWhe	1,50	MEur
TOTAL			0			MEur	20,20			MEur
Ingeniería y margen EPC										
Ingenierira PeM										
sin almacenamiento	0,25	MEUR/MW	20	MWe	5	MEur				
con almacenamiento	0,28	MEUR/MW					20	MWe	5,5	MEur
TOTAL			5			MEur	5,5			MEur

TOTAL COSTE DE INVERSIÓN	82,0 MEur	102,7 MEur
---------------------------------	------------------	-------------------

Para calcular el presupuesto de una planta solar termoeléctrica de las mismas características bastan con añadir el bloque de potencia.

Bloque de Potencia planta solar CCP					
intercambiador aceite-vapor	240 Eur/KW	20000 KWhe	4,8 MEur	20000 KWhe	4,8 MEur
equipos rotatorios y mecánicos	520 Eur/KW	20000 KWhe	10,4 MEur	20000 KWhe	10,4 MEur
sistemas aux. (BOP)	360 Eur/KW	20000 KWhe	7,2 MEur	20000 KWhe	7,2 MEur
obra civil	200 Eur/KW	20000 KWhe	4 MEur	20000 KWhe	4 MEur
TOTAL			26,40 MEur		26,4 MEur

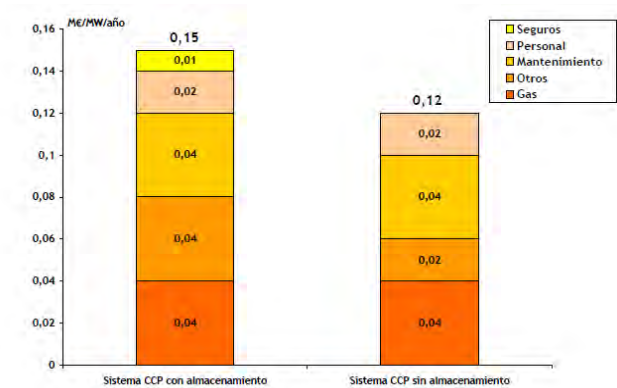
TOTAL COSTE DE INVERSIÓN PLANTA SOLAR TERMOELÉCTRICA	108,4 MEur	129,1 MEur
---	-------------------	-------------------

Costes de O&M del campo solar en MEUR /MW/año

Fuente: Plan de Energías Renovables 2011-2020

PER 2011-2020	
	sin almacenamiento
Seguros	
Personal	0,02
Mantenimiento	0,04
Gas (1)	0,04
Otros	0,02
TOTAL	0,12

(1) Considerando una caldera de apoyo con Gas Natural que aporta un 15% de la producción anual.



Costes de operación y mantenimiento en 2010 para intslalaciones de canales parabólicos
Fuente: PER 2012-2020

Costes de O&M del campo solar en Meur

Potencia del campo solar	20	
	Sin almacén.	con almacén.
Seguros		
Personal	0,4	0,4
Mantenimiento	0,8	0,9
Gas (2)	-	-
Otros	0,4	0,4
TOTAL	1,6	1,76

(2) El coste de combustible no se ha considerado en los costes de O&M.
El valor que aporta el PER es cuando se dispone de una caldera de apoyo que supone un 15 % de la producción anual del una planta termoelectrica.

Costes de O&M del campo solar en Eur/MWh

		Sin almacenamiento	Con almacenamiento
O&M	MEur/MW/año	0,08	0,09
Producción	MWh/año	53006	79207
Horas de operación	horas/año	2650	3960

Coste O&M	Eur/MWh	30,18	22,22
	Eur/KWh	0,030	0,022

ALTERNATIVA 1: SIN ALMACENAMIENTO

Costes de inversión	MEUR	191	
Vida útil de la planta	años	30	
Tasa de descuento		8%	
Inflación		3%	
PARAÉMTROS OPERATIVOS			
Venta electricidad ciclo	EUR/MWh	30	
Venta electricidad solar (sin prima)	EUR/MWh	30	
- con prima	EUR/MWh	60	
Coste gas natural	EUR/MWh PCI	7,2	
Venta de electricidad ciclo combinado	MWh/año	950785	
Venta de electricidad origen solar	MWh/año	49428	
Consumo de gas TG	GWh PCI/año	1815	
Costes O&M campo solar	EUR/MWh	30,2	EUR/año
Costes O&M ciclo combinado	EUR/MWh	2,8	EUR/año

CENTRAL ISCC SIN ALMACENAMIENTO

AÑO	MEUR	-2	-1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
INGRESOS				31,49	32,43	33,41	34,41	35,44	36,50	37,60	38,73	39,89	41,09	42,32	43,59	44,90	46,24	47,63	49,06	50,53	52,05	53,61	55,22	56,87	58,58	60,34	62,15	64,01	65,93	67,91	69,95	72,05	74,21
Venta electricidad ciclo				28,52	29,38	30,26	31,17	32,10	33,07	34,06	35,08	36,13	37,22	38,33	39,48	40,67	41,89	43,14	44,44	45,77	47,15	48,56	50,02	51,52	53,08	54,65	56,29	57,98	59,72	61,51	63,36	65,26	67,22
Venta electricidad solar				2,97	3,05	3,15	3,24	3,34	3,44	3,54	3,65	3,76	3,87	3,99	4,11	4,23	4,36	4,49	4,62	4,76	4,90	5,05	5,20	5,36	5,52	5,68	5,85	6,03	6,21	6,40	6,59	6,79	6,99
GASTOS				-17,48	-18,01	-18,55	-19,10	-19,68	-20,27	-20,88	-21,50	-22,15	-22,81	-23,50	-24,20	-24,93	-25,67	-26,44	-27,24	-28,05	-28,90	-29,76	-30,66	-31,58	-32,52	-33,50	-34,50	-35,54	-36,61	-37,70	-38,83	-40,00	-41,20
CAMPO SOLAR																																	
Costes de O&M				-1,60	-1,65	-1,70	-1,75	-1,80	-1,85	-1,91	-1,97	-2,03	-2,09	-2,15	-2,21	-2,28	-2,35	-2,42	-2,49	-2,57	-2,64	-2,72	-2,81	-2,89	-2,98	-3,07	-3,16	-3,25	-3,35	-3,45	-3,55	-3,66	-3,77
CICLO COMBINADO				-15,88	-16,36	-16,85	-17,36	-17,88	-18,41	-18,97	-19,53	-20,12	-20,72	-21,35	-21,99	-22,65	-23,32	-24,02	-24,75	-25,49	-26,25	-27,04	-27,85	-28,69	-29,55	-30,43	-31,35	-32,29	-33,26	-34,25	-35,28	-36,34	-37,43
Costes de combustible				-13,14	-13,54	-13,94	-14,36	-14,79	-15,24	-15,69	-16,16	-16,65	-17,15	-17,66	-18,19	-18,74	-19,30	-19,88	-20,48	-21,09	-21,72	-22,38	-23,05	-23,74	-24,45	-25,18	-25,94	-26,72	-27,52	-28,35	-29,20	-30,07	-30,97
Costes de O&M				-2,74	-2,82	-2,91	-2,99	-3,08	-3,18	-3,27	-3,37	-3,47	-3,57	-3,68	-3,79	-3,91	-4,02	-4,14	-4,27	-4,40	-4,53	-4,66	-4,80	-4,95	-5,10	-5,25	-5,41	-5,57	-5,74	-5,91	-6,08	-6,27	-6,46
Beneficio de explotación, EBITDA				14,01	14,43	14,86	15,31	15,76	16,24	16,72	17,23	17,74	18,28	18,82	19,39	19,97	20,57	21,19	21,82	22,48	23,15	23,84	24,56	25,30	26,06	26,84	27,64	28,47	29,33	30,21	31,11	32,05	33,01
Inversión		-95,5	-95,5																														
Free cash flow		-95,5	-95,5	14,01	14,43	14,86	15,31	15,76	16,24	16,72	17,23	17,74	18,28	18,82	19,39	19,97	20,57	21,19	21,82	22,48	23,15	23,84	24,56	25,30	26,06	26,84	27,64	28,47	29,33	30,21	31,11	32,05	33,01

VAN	12,4
TIR	8,6%
Retorno simple (años)	12,69

ALTERNATIVA 2: CON ALMACENAMIENTO

Costes de inversión	MEUR	212	
Vida útil de la planta	años	30	
Tasa de descuento		8%	
Inflación		3%	
PARAÉMTROS OPERATIVOS			
Venta electricidad ciclo	EUR/MWh	30	
Venta electricidad solar (sin prima)	EUR/MWh	30	
- con prima	EUR/MWh	60	
Coste gas natural	EUR/MWh PCS	7,2	
Venta de electricidad ciclo combinado	MWh/año	950785	
Venta de electricidad origen solar	MWh/año	75180	
Consumo de gas TG	GWh PCI/año	1815	
Costes O&M campo solar	EUR/MWh	22,2	EUR/año
Costes O&M ciclo combinado	EUR/MWh	2,8	EUR/año

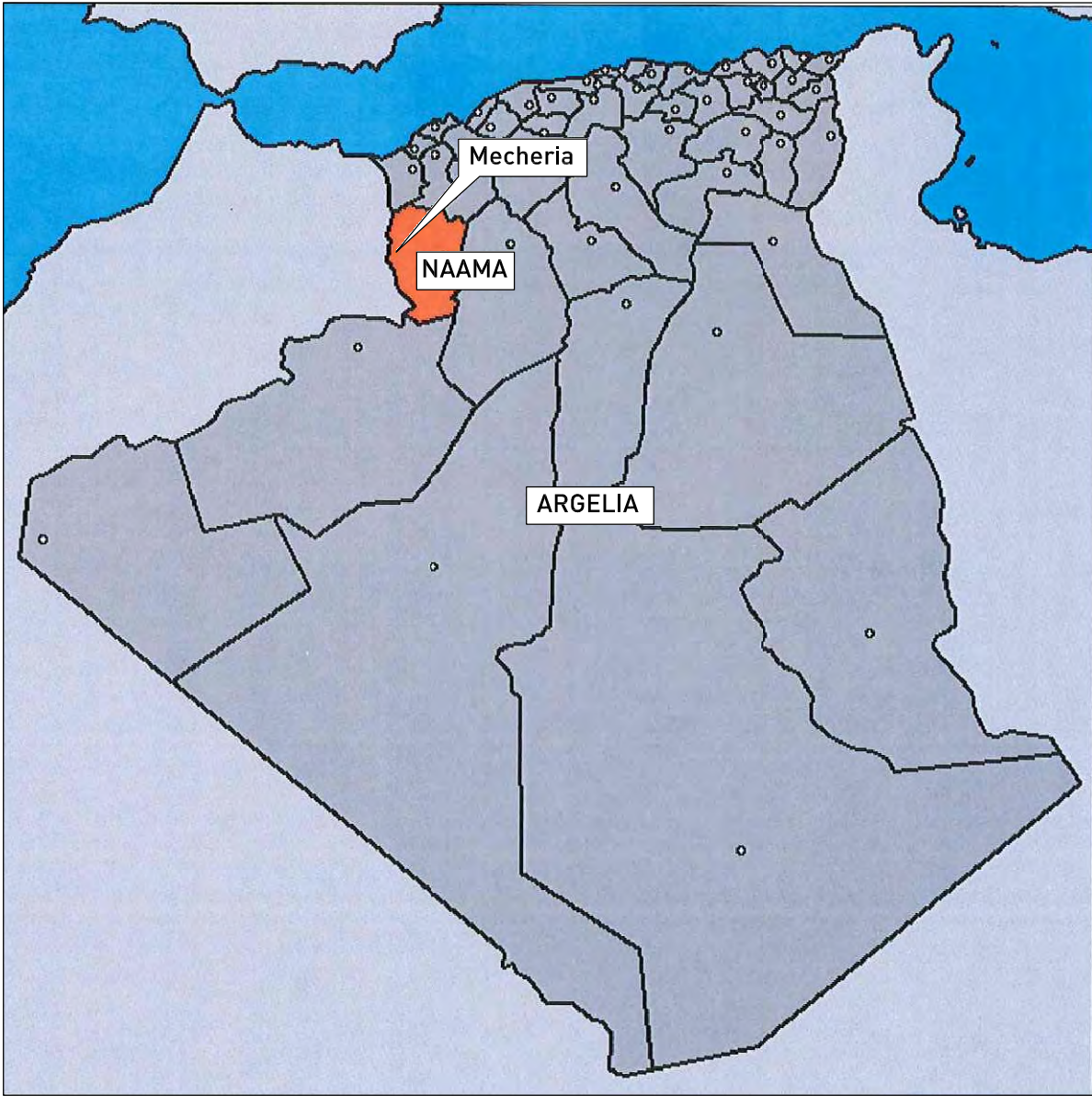
CENTRAL ISCC CON ALMACENAMIENTO

AÑO	MEUR	-2	-1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
INGRESOS				33,03	34,03	35,06	36,10	37,18	38,30	39,46	40,63	41,85	43,10	44,40	45,73	47,10	48,51	49,97	51,47	53,01	54,60	56,24	57,93	59,66	61,45	63,30	65,20	67,15	69,17	71,24	73,36	75,53	77,85
Venta electricidad ciclo				28,52	29,38	30,26	31,17	32,10	33,07	34,06	35,08	36,13	37,22	38,33	39,48	40,67	41,89	43,14	44,44	45,77	47,15	48,56	50,02	51,52	53,08	54,65	56,29	57,98	59,72	61,51	63,36	65,26	67,22
Venta electricidad solar				4,51	4,65	4,79	4,93	5,08	5,23	5,39	5,55	5,71	5,89	6,06	6,24	6,43	6,62	6,82	7,03	7,24	7,46	7,68	7,91	8,15	8,39	8,64	8,90	9,17	9,44	9,73	10,02	10,32	10,63
GASTOS				-17,64	-18,17	-18,72	-19,28	-19,86	-20,45	-21,07	-21,70	-22,35	-23,02	-23,71	-24,42	-25,15	-25,91	-26,69	-27,49	-28,31	-29,16	-30,04	-30,94	-31,87	-32,82	-33,81	-34,82	-35,86	-36,94	-38,05	-39,19	-40,37	-41,58
CAMPO SOLAR																																	
Costes de O&M				-1,76	-1,81	-1,87	-1,92	-1,98	-2,04	-2,10	-2,16	-2,23	-2,30	-2,37	-2,44	-2,51	-2,58	-2,66	-2,74	-2,82	-2,91	-3,00	-3,09	-3,18	-3,27	-3,37	-3,47	-3,58	-3,69	-3,80	-3,91	-4,03	-4,15
CICLO COMBINADO				-15,88	-16,36	-16,85	-17,36	-17,88	-18,41	-18,97	-19,53	-20,12	-20,72	-21,35	-21,99	-22,65	-23,32	-24,02	-24,75	-25,49	-26,25	-27,04	-27,85	-28,69	-29,55	-30,43	-31,35	-32,29	-33,26	-34,25	-35,28	-36,34	-37,43
Costes de combustible				-13,14	-13,54	-13,94	-14,36	-14,79	-15,24	-15,69	-16,16	-16,65	-17,15	-17,66	-18,19	-18,74	-19,30	-19,88	-20,48	-21,09	-21,72	-22,38	-23,05	-23,74	-24,45	-25,18	-25,94	-26,72	-27,52	-28,35	-29,20	-30,07	-30,97
Costes de O&M				-2,74	-2,82	-2,91	-2,99	-3,08	-3,18	-3,27	-3,37	-3,47	-3,57	-3,68	-3,79	-3,91	-4,02	-4,14	-4,27	-4,40	-4,53	-4,66	-4,80	-4,95	-5,10	-5,25	-5,41	-5,57	-5,74	-5,91	-6,08	-6,27	-6,46
Beneficio de explotación				15,39	15,85	16,33	16,82	17,32	17,84	18,38	18,93	19,50	20,08	20,68	21,31	21,94	22,60	23,28	23,98	24,70	25,44	26,20	26,99	27,80	28,63	29,49	30,38	31,29	32,23	33,19	34,19	35,21	36,27
Inversión		-106,2	-106,2																														
Free cash flow		-106,2	-106,2	15,39146006	15,85	16,33	16,82	17,32	17,84	18,38	18,93	19,50	20,08	20,68	21,31	21,94	22,60	23,28	23,98	24,70	25,44	26,20	26,99	27,80	28,63	29,49	30,38	31,29	32,23	33,19	34,19	35,21	36,27

VAN	11,4
TIR	8,3%
Retorno simple (años)	12,71

ESTUDIO TÉCNICO-ECONÓMICO DE UNA CENTRAL HÍBRIDA SOLAR - CICLO COMBINADO (ISCC)

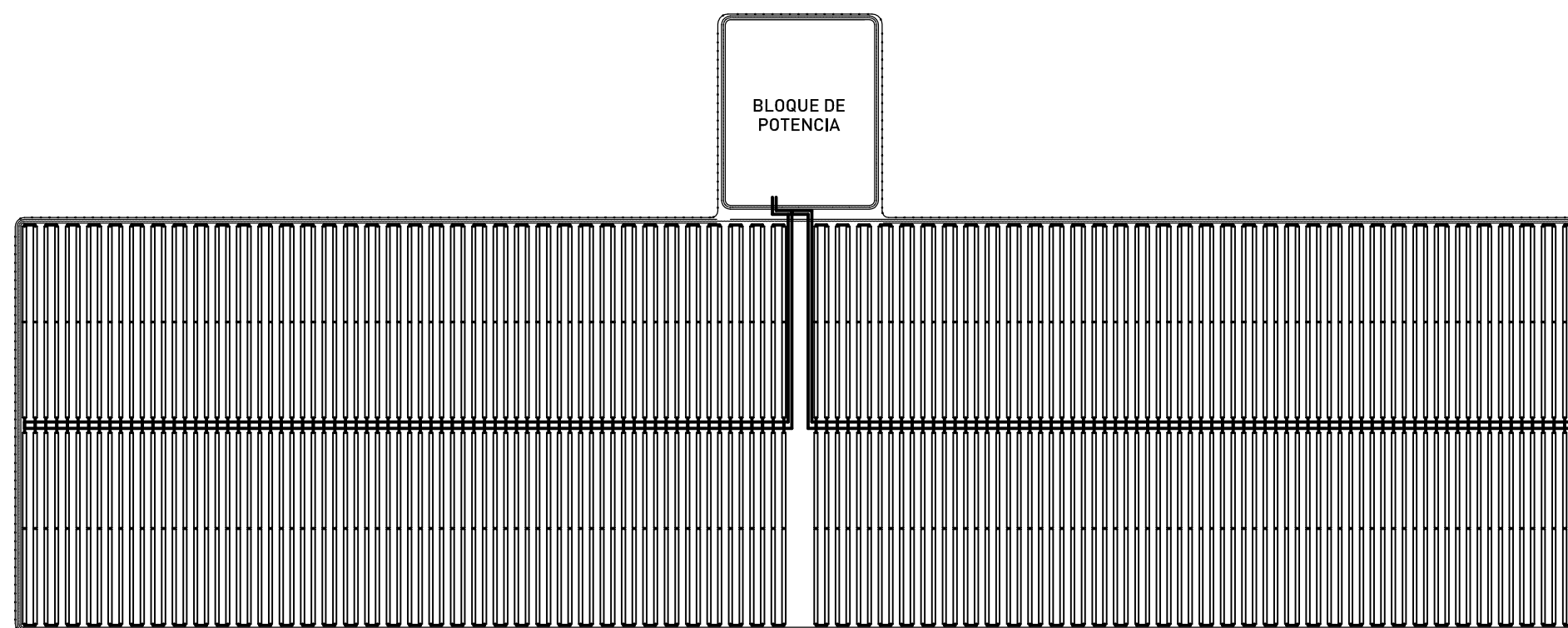
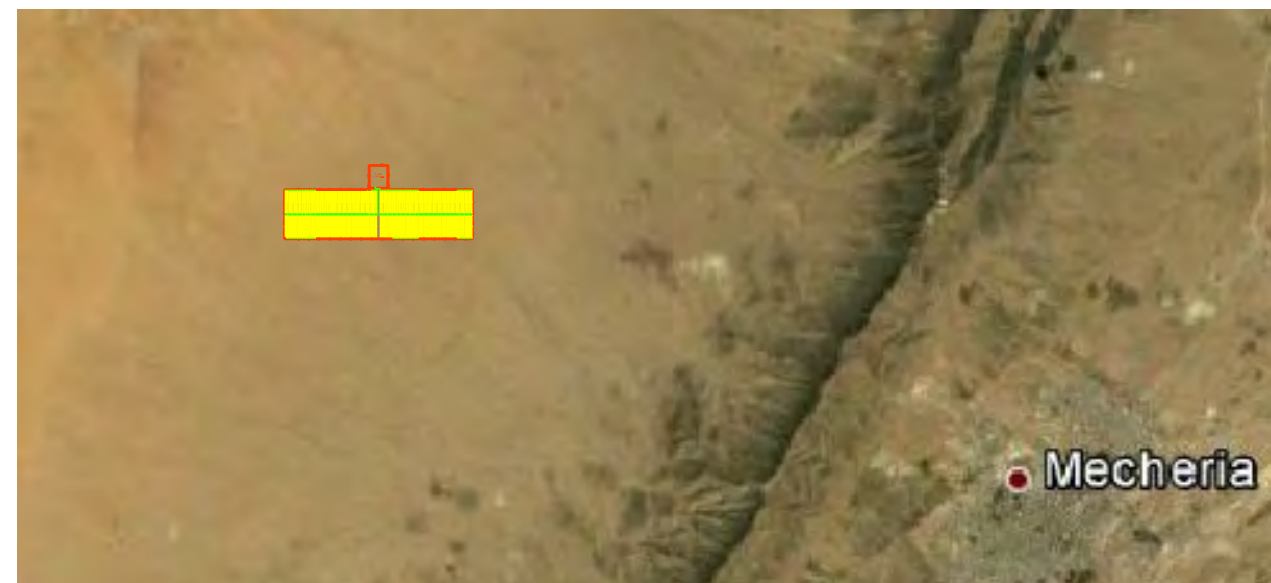
DOCUMENTO 4: PLANOS



COORDENADAS GEOGRÁFICAS

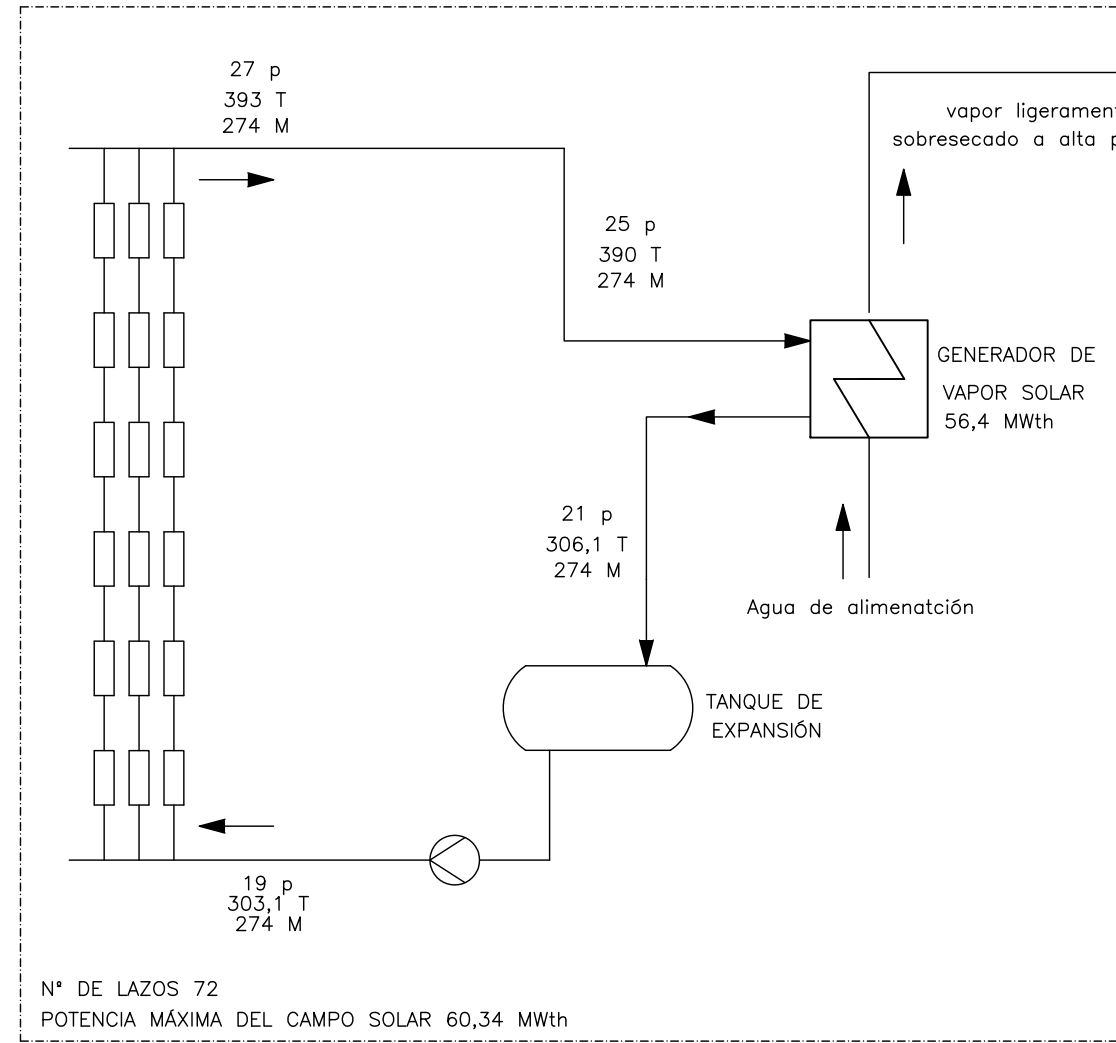
- LATITUD: 33° 42' 36" N
- LONGITUD: 0° 26' 24" O
- ELEVACIÓN 1095 metros

E.T.S. DE INGENIEROS DE MINAS		
Autor:	L.H.C	ESTUDIO TÉCNICO–ECONÓMICO DE UNA CENTRAL HÍBRIDA SOLAR–CICLO COMBINADO (ISCC)
Escala:	S. E.	
Fecha:	20/06/12	PLANO DE SITUACIÓN
Nº de plano:	1	



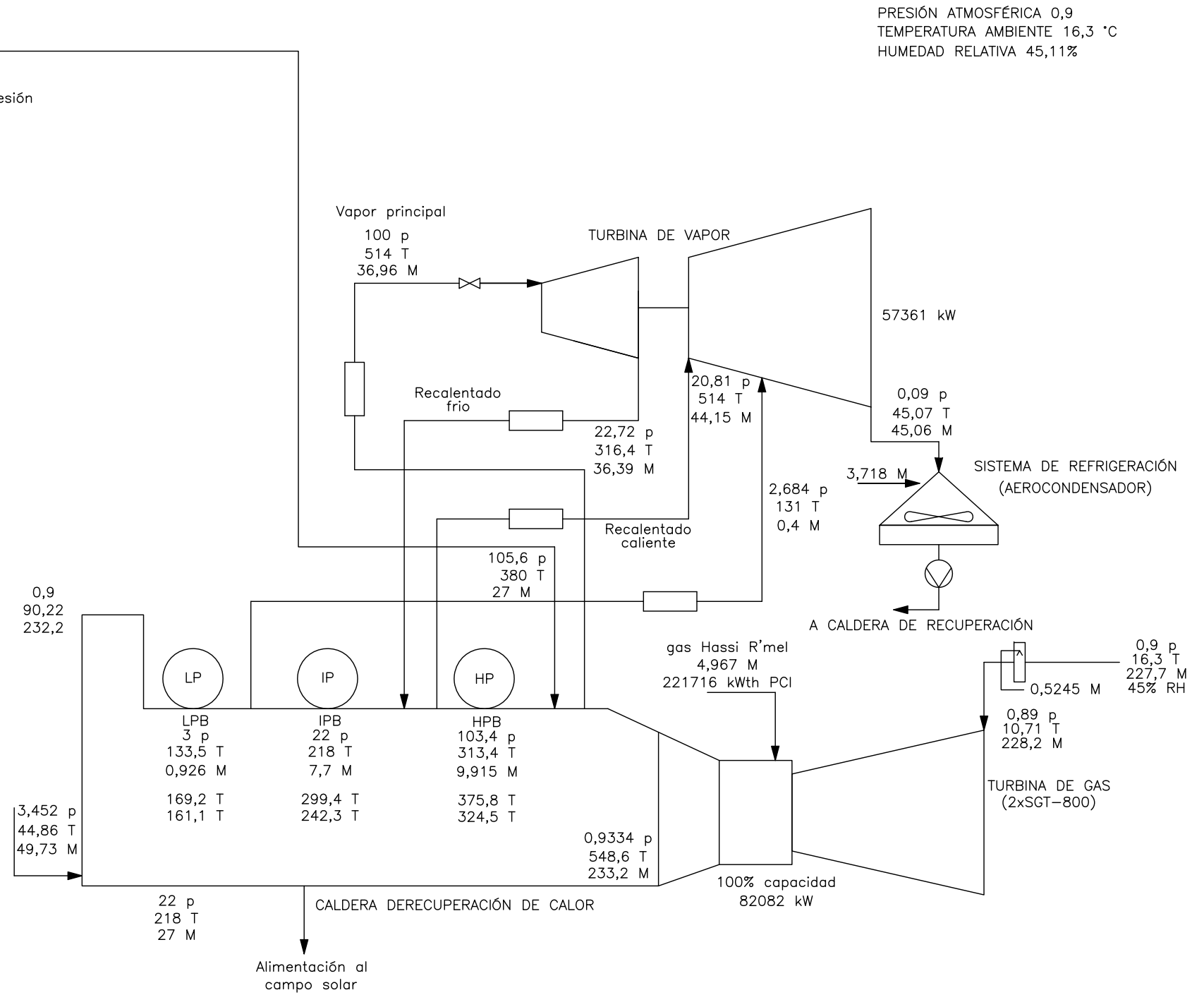
PLANTA
E: 1:10.000

E.T.S. DE INGENIEROS DE MINAS		
Autor: L.H.C	ESTUDIO TÉCNICO–ECONÓMICO DE UNA CENTRAL HÍBRIDA SOLAR–CICLO COMBINADO (ISCC)	
Escala: 1:10.000		
Fecha: 20/06/12	IMPLANTACIÓN GENERAL	
Nº de plano: 2		



Potencia bruta	139443 KW
Potencia neta	136047 KW
Consumo de auxiliares	3396 KW
Consumo específico bruto	5724 kJ/kWh
Consumo específico neto	5867 kJ/kWh
Rendimiento bruto, PCI	62,89 %
Rendimientio neto, PCI	61,36 %
Consumo de gas (PCI)	221716 kWth
Consumo de gas (PCS)	245015 kWth

P(bar), (T°C), M(kg/s)



E.T.S. DE INGENIEROS DE MINAS		
Autor:	L.H.C	ESTUDIO TÉCNICO-ECONÓMICO DE UNA CENTRAL HÍBRIDA SOLAR-CICLO COMBINADO (ISCC)
Escala:	S. E.	
Fecha:	20/06/12	DIAGRAMA GENERAL DE PROCESO. BALANCE TÉRMICO DE LA PLANTA ISCC
N° de plano:	3	

E.T.S. DE INGENIEROS DE MINAS	
Autor: L.H.C	ESTUDIO TÉCNICO—ECONÓMICO DE UNA CENTRAL HÍBRIDA SOLAR—CICLO COMBINADO (ISCC)
Escala: S. E.	
Fecha: 20/06/12	DIAGRAMA GENERAL DE PROCESO. BALANCE TÉRMICO DE LA PLANTA ISCC CON ALMACENAMIENTO
Nº de plano: 4	